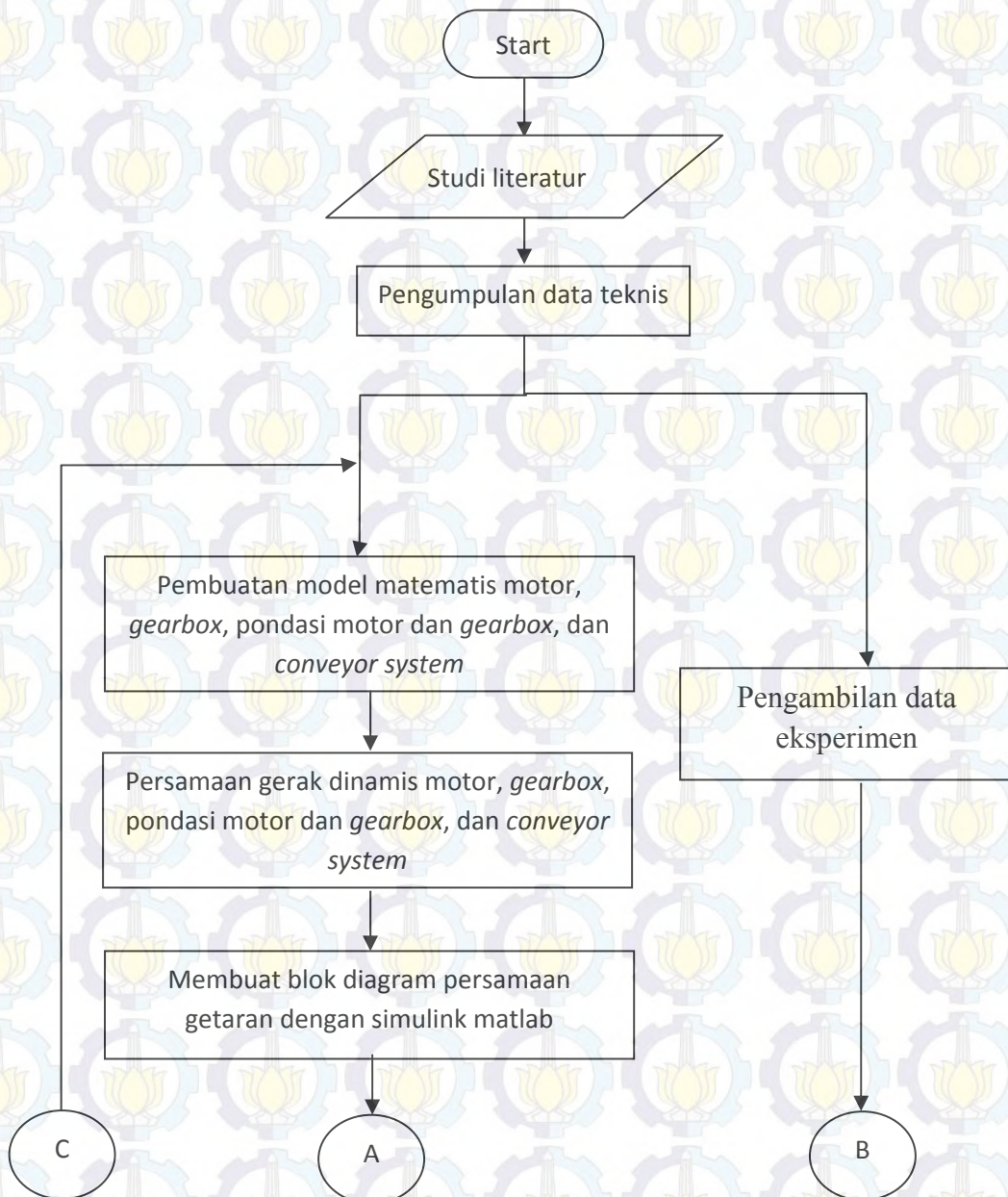
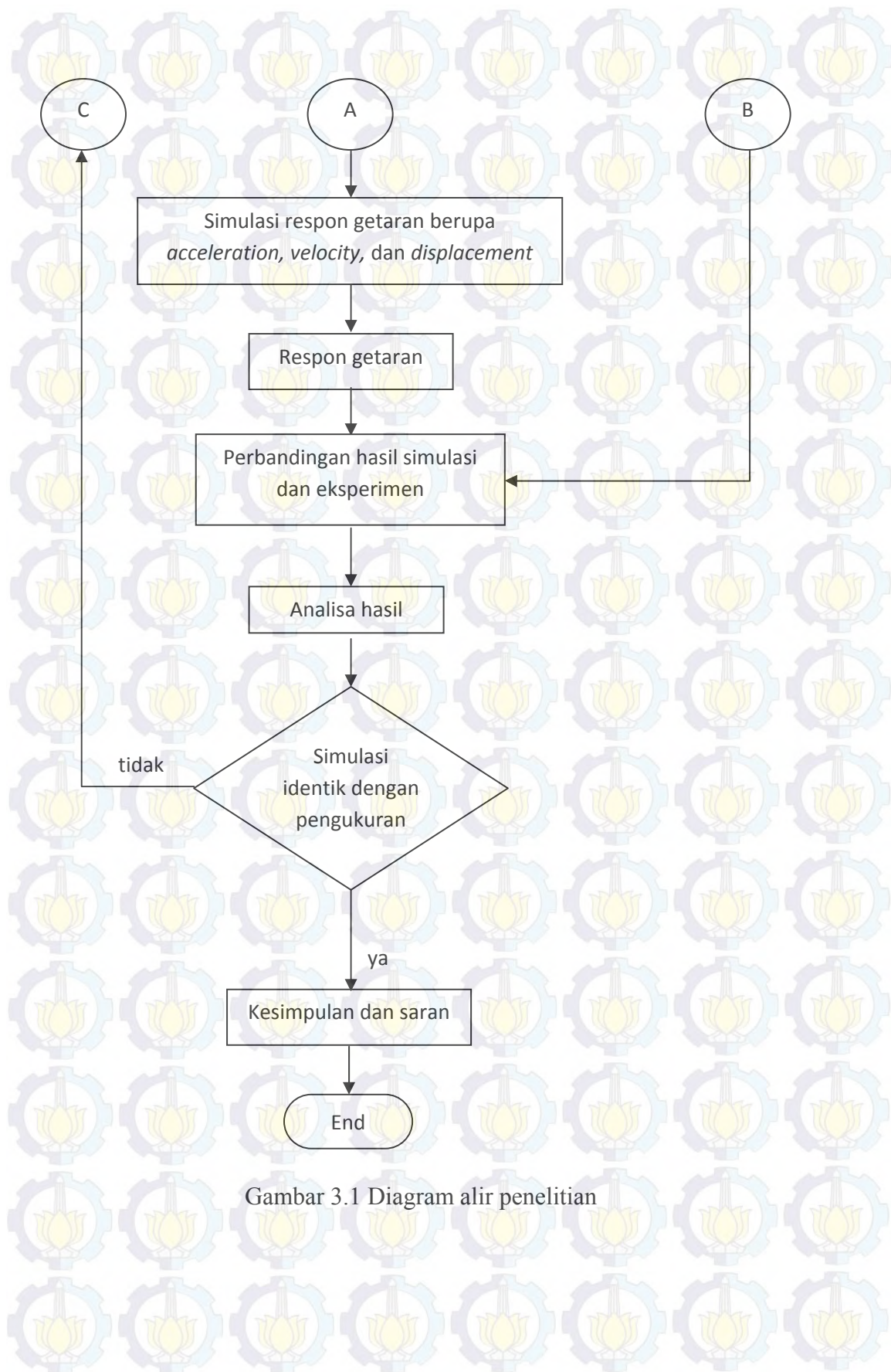


## BAB 3 METODOLOGI

### 3.1 Metode Penelitian

Penulisan tugas akhir ini untuk bertujuan untuk mengetahui respon getaran pada mekanisme konveyor boom pada stacker reclaimer dengan variasi beban dan sudut operasi. Langkah-langkah dalam penelitian ini dapat dilihat dalam diagram alir berikut ini:





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

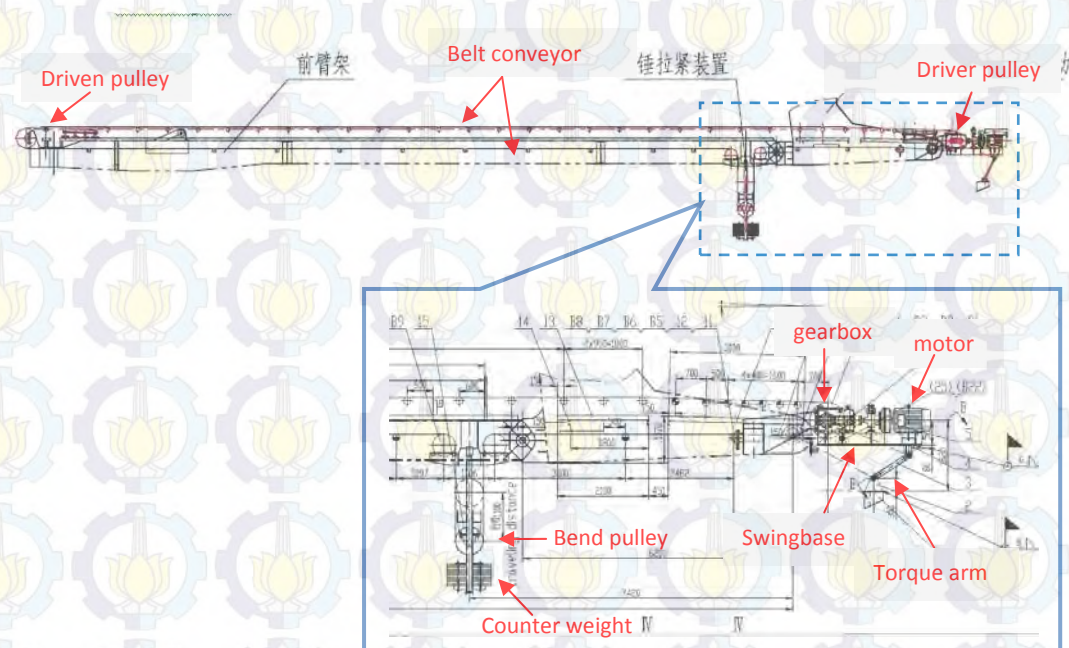


### 3.2 Studi Literatur

Setelah mendapatkan rumusan masalah untuk tema penelitian yang diambil, maka dilakukan studi literatur untuk mendapatkan referensi mengenai metode yang benar dalam penelitian. Dalam studi literatur, juga berusaha mencari teori-teori yang terkait dengan tema penelitian yang diangkat sehingga dapat digunakan untuk membantu proses pemodelan dan analisa hasil pemodelan.

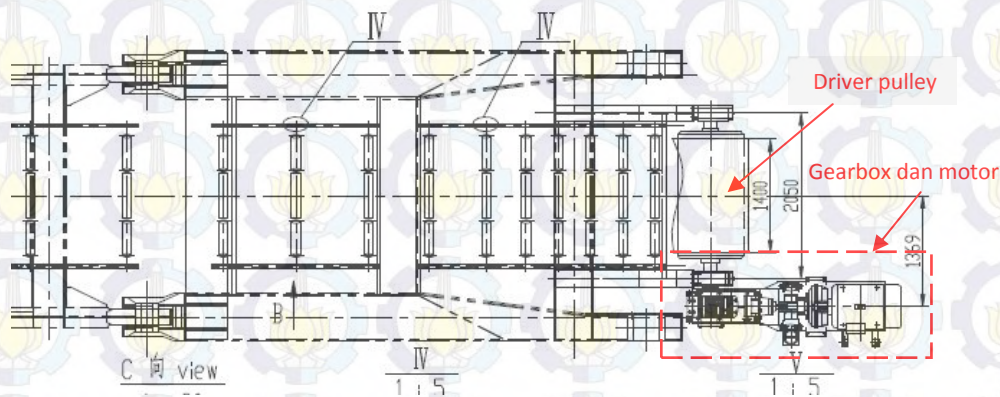
### 3.3 Pengumpulan Data Teknis

Sistem konveyor boom dapat dibagi menjadi beberapa subkomponen, yaitu: konveyor sistem, gearbox, motor penggerak, dan struktur pondasi motor – gearbox. Dalam penelitian ini tidak menganalisa getaran pada kerangka struktur konveyor boom. Komponen-komponen tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2, 3.3, dan 3.4 berikut ini:.

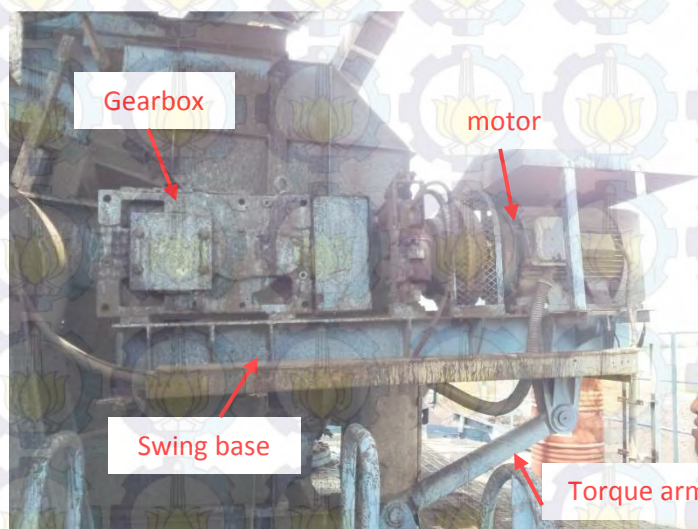


Gambar 3.2 Konveyor boom dan penggerak





Gambar 3.3 Konveyor boom dan penggerak tampak atas



Gambar 3.4 Penggerak konveyor boom

Untuk dapat membangun persamaan matematis yang akurat, maka diperlukan data-data pendukung yang selengkap mungkin. Data-data tersebut meliputi *assembly drawing*, dimensi, geometri, material, dan spesifikasi teknis lainnya terkait komponen dan kondisi operasi pada objek yang akan diamati. Spesifikasi teknis untuk konveyor, motor, dan gearbox dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 3.1 Spesifikasi konveyor boom

Boom Conveyor	
Grade	JIS-FR
Width	1400 mm
Caracass/ply	EP1000/5P
Cover top	6 mm
Cover bottom	3 mm
Totak thickness	17 mm
Lenght	39,9 m
Capacity	1500 t/h
Belt speed	3,15 m/s
Ambient temperature	30 C
Luffing angle	(+)12,6 - (-)11,18
idler diameter	159 mm
trough angle of idler	35

Tabel 3.2 Spesifikasi gearbox

Gearbox	
Manufacture	SEW-EURODRIVE
Type	MC3RLHF07
input/output speed	1480/23,9 rpm
Weight	780 kg
Transmission ratio	20 : 1
Absorbed power on input shaft	55 kW
Rated torque of the gear unit	35,6 kNm

Tabel 3.3 Spesifikasi motor

Motor	
Type	Y280M-4
Power	90kW
Speed	1480 rpm
Current	164 A
Efficiency	93,50%
Fq	6475 N
x	433 mm

### 3.4 Pengambilan Data Eksperimen

Dalam penelitian ini dilakukan eksperimen yaitu dengan mengukur getaran yang terjadi pada mekanisme penggerak konveyor boom *stacker reclaimer*. Data dari hasil eksperimen ini kemudian dibandingkan dengan data

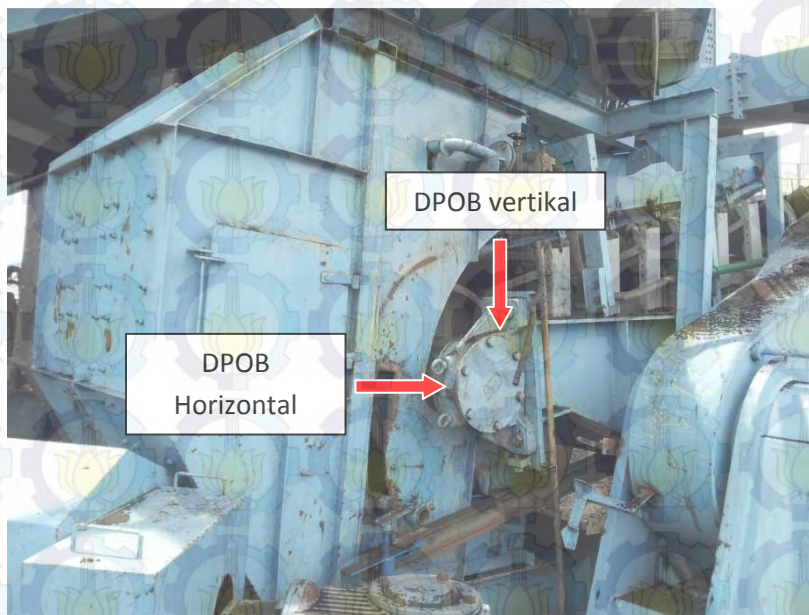


hasil simulasi software simulink. Alat ukur yang digunakan adalah *mechinary health analyzer* CSI 2130 dengan single *chanel* seperti pada gambar berikut:



Gambar 3.5 Alat ukur vibrasi a) Analyzer; b) Sensor.

Pengukuran vibrasi dilakukan pada dua lokasi, yaitu: *drive pulley outboard bearing* (DPOB), dan *drive pulley inboard bearing* (DPIB). Setiap titik pengukuran akan diambil nilai vibrasi pada arah vertikal dan horizontal.

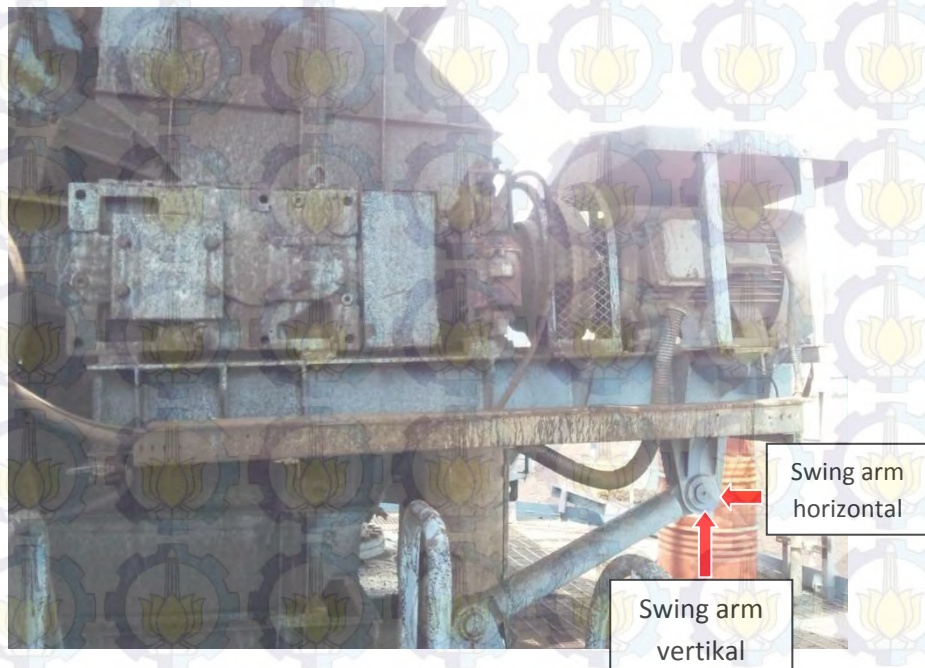


Gambar 3.6 Titik pengukuran DPOB.





Gambar 3.7 Titik pengukuran DPIB.



Gambar 3.8 Titik pengukuran *torque arm*

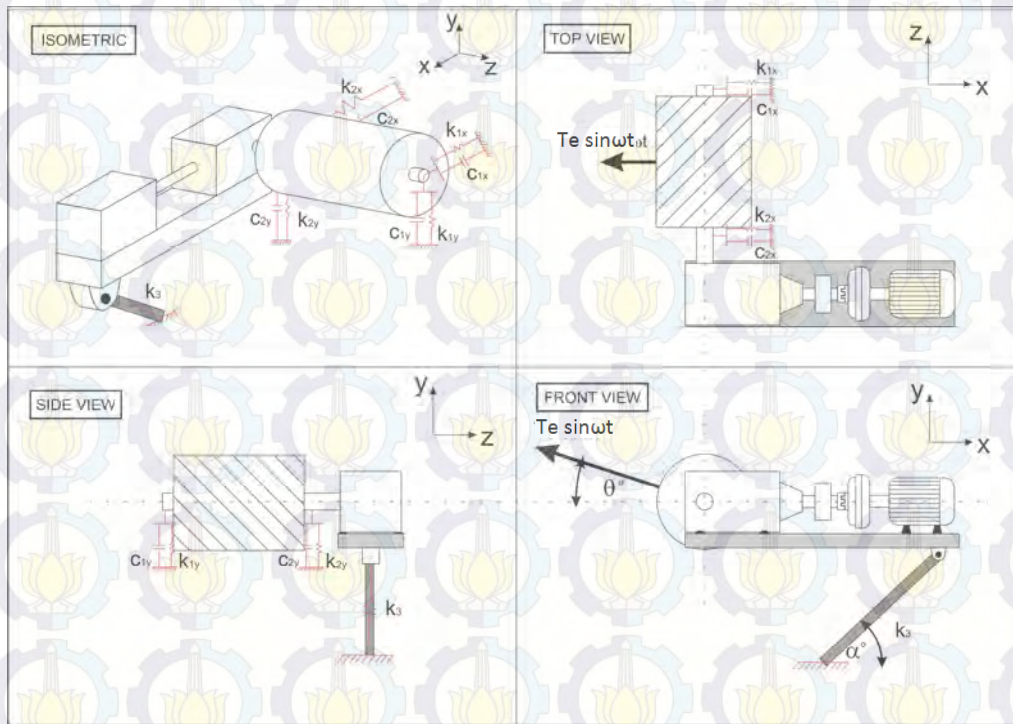
Dalam penelitian ini akan dianalisa respon dinamik sistem konveyor boom pada variasi beban 300 t/h dan 500 t/h, dan dengan sudut kemiringan konveyor  $-3^\circ$  dan  $-4^\circ$ .

### 3.4 Pembuatan Model Matematis

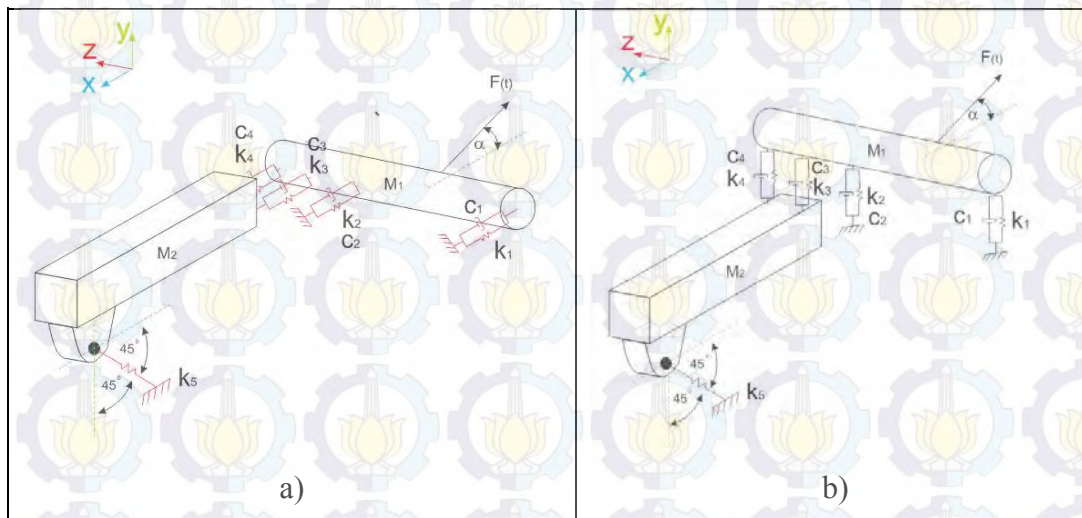
Stacker reclaimer di PLTU Paiton Baru memiliki *conveying capacity* 1200 ton/jam, dengan *luffing angel*  $-11,18^\circ$  sampai  $+12,6^\circ$ . Oleh karena itu



diperlukan model matematis untuk menganalisa respon getaran sistem pada kondisi operasi yang berbeda tersebut. Gambar skematik dan model matematis untuk penggerak konveyor boom dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 3.9 Skematik penggerak konveyor boom.



Gambar 3.10 Model matematis penggerak konveyor boom, a) gerak horizontal; b) gerak vertikal



### 3.5 Persamaan Gerak Dinamis

Persamaan gerak dinamis didapatkan dengan menguraikan gaya-gaya pada *free body diagram* dengan menggunakan hukum kekekalan energi atau hukum Newton. Persamaan tersebut kemudian ditransformasikan menjadi *state variable*.

### 3.6 Membangun Blok Diagram

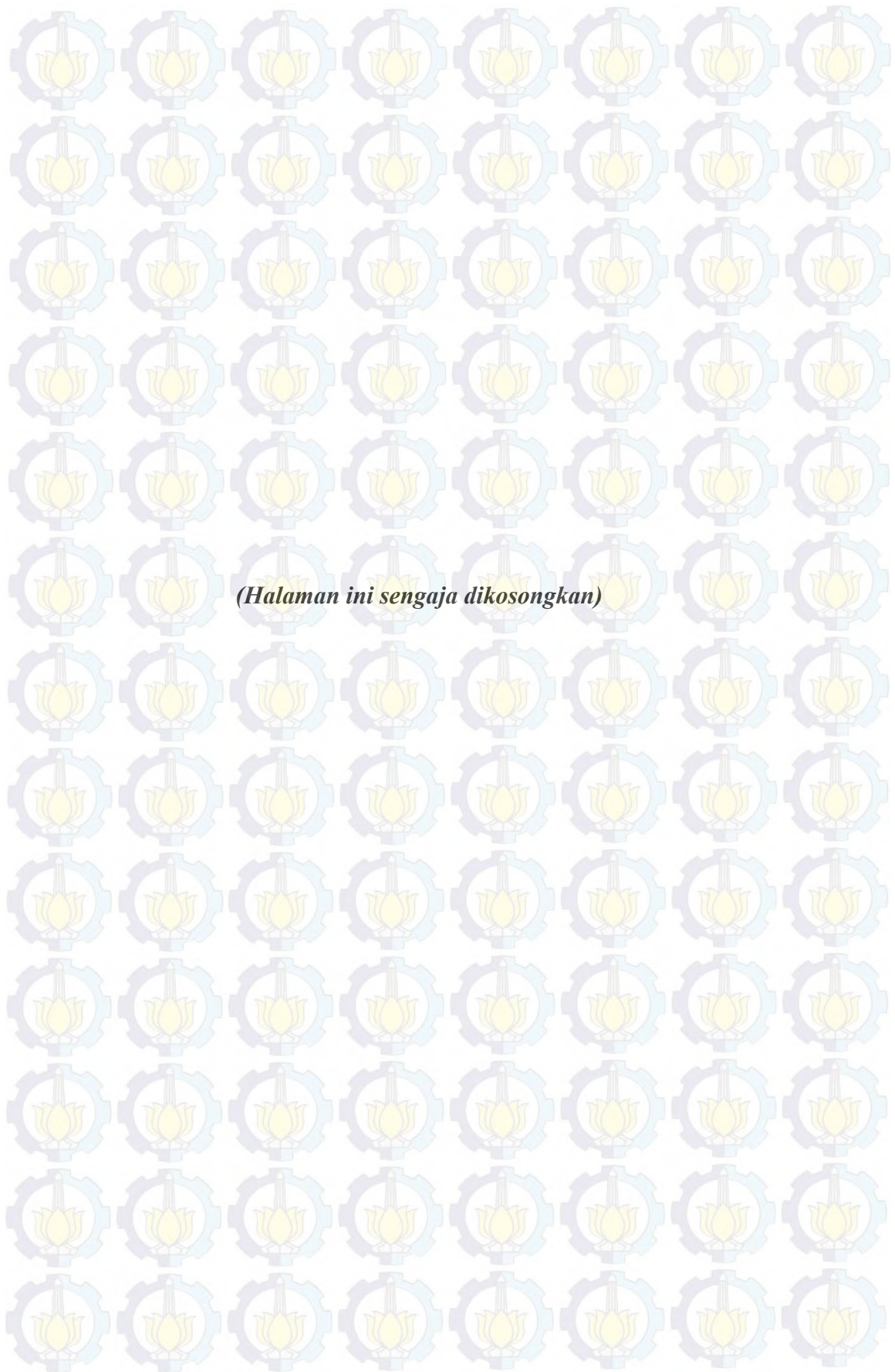
Setelah mendapatkan *state variable* dari setiap *free body diagram*, maka selanjutnya dapat membangun blok diagram pada simulink untuk mencari respon dinamis yang terjadi pada setiap titik yang akan diamati.

### 3.7 Simulasi Respon Dinamis

Dengan memasukkan nilai koefisien dan gaya eksitasi ke dalam blok diagram yang telah dibangun pada simulink, selanjutnya dapat kita eksekusi untuk mendapatkan respon dinamis sistem. Respon dinamis yang didapatkan berupa *velocity*.

### 3.8 Analisa Hasil

Setelah melakukan simulasi pada simulink maka akan didapatkan hasil berupa grafik respon *velocity* yang terjadi. Dari grafik tersebut, akan dilakukan analisa karakteristik respon getaran yang dihasilkan pada berbagai kondisi operasi.





## BAB 4

### HASIL EKSPERIMEN

#### 4.1. Variasi dan Titik Pengukuran.

Pengukuran getaran secara eksperimental dilakukan untuk mengetahui respon getaran secara aktual pada mekanisme penggerak konveyor boom saat menerima pembebanan pada kondisi operasi tertentu. Eksperimen dilakukan pada stacker reclaimers PLTU Paiton baru pada tanggal 27 dan 28 Oktober 2014. Alat ukur yang digunakan adalah *single channel machinery health analyzer* CSI 2130. Dalam eksperimen ini, pengukuran getaran dilakukan dalam tiga variasi kondisi operasi yang berbeda, yang diwakili oleh perbedaan *luffing angle* dan *conveying rate* seperti pada tabel 4.1 berikut

Tabel 4.1. Variasi eksperimen

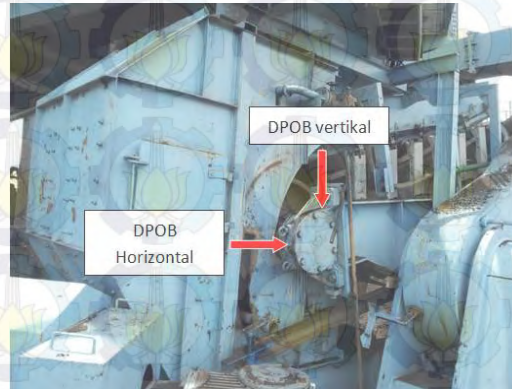
No	Luffing angle	Conveying rate
1	3 <sup>0</sup>	300 t/h
2	3 <sup>0</sup>	500 t/h
3	4 <sup>0</sup>	300 t/h

Pengukuran getaran dilakukan pada dua lokasi, yaitu: *drive pulley outboard bearing* (DPOB) dan *drive pulley inboard bearing* (DPIB). Pada masing-masing lokasi tersebut diukur getaran dengan orientasi arah getaran vertikal dan horizontal.



Gambar 4.1. Drive pulley inboard bearing (DPIB)

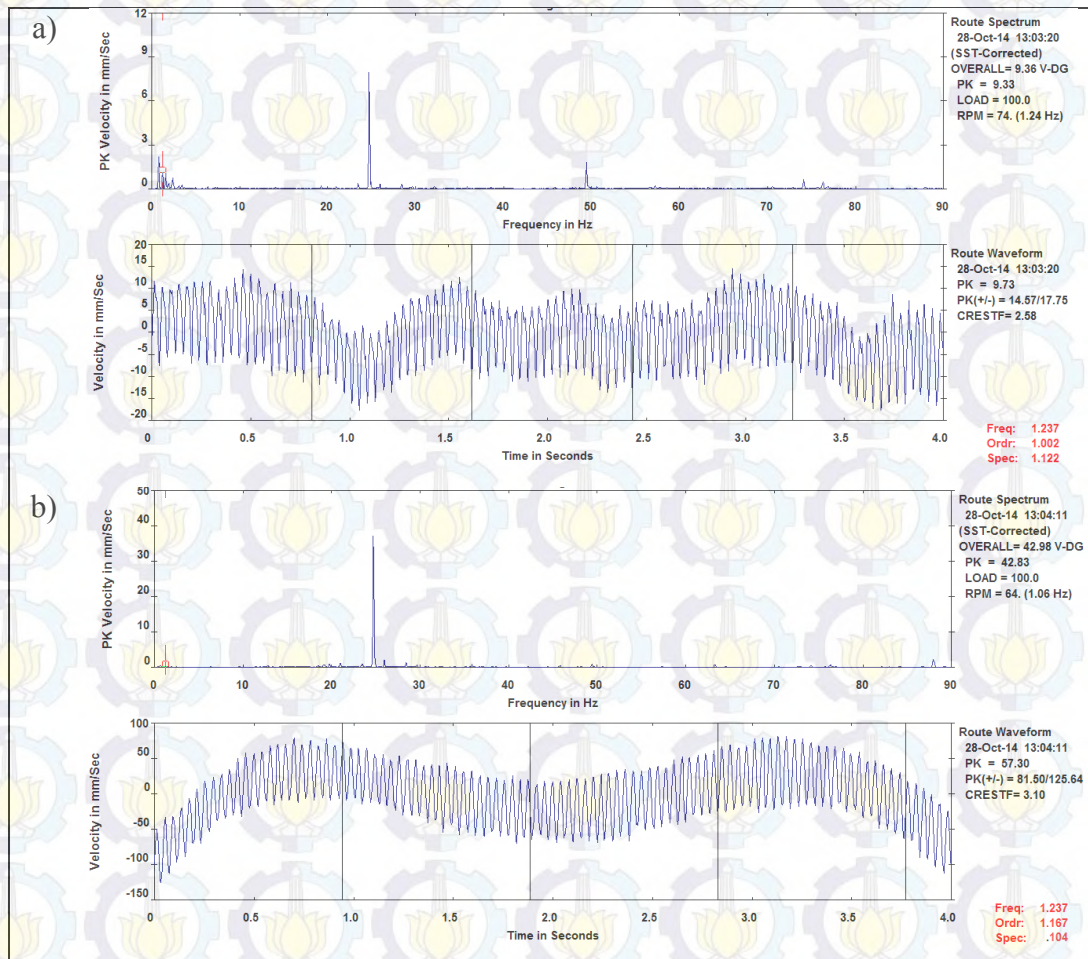




Gambar 4.2. Drive pulley outboard bearing (DPOB)

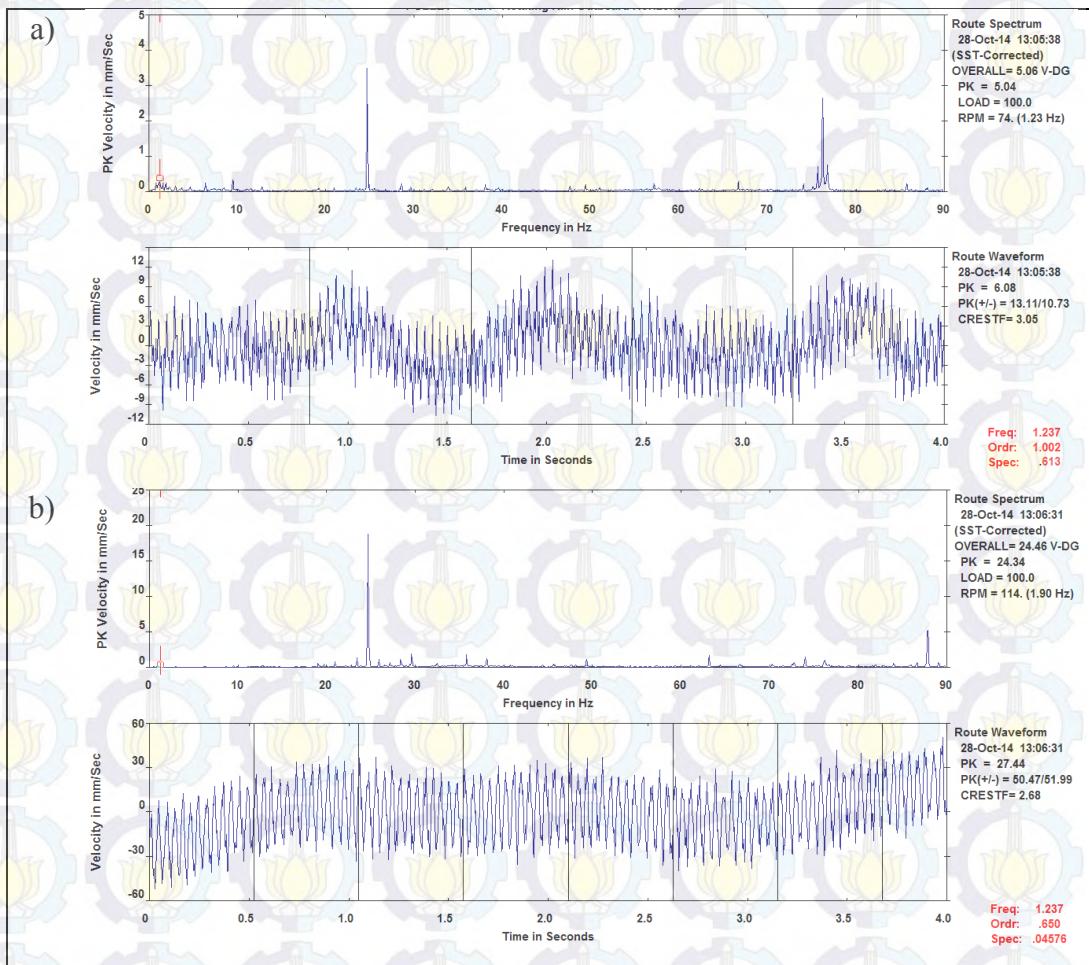
## 4.2 Hasil Pengukuran Respon Getaran.

a) Respon getaran pada *Luffing angle*  $3^0$  conveying rate 300t/h.



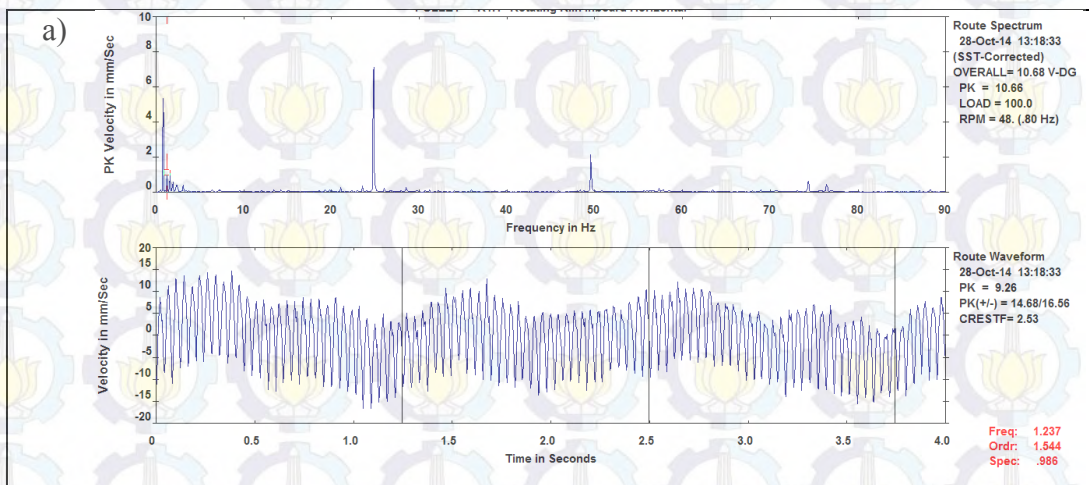
Gambar 4.3. Respon getaran pada *luffing angle*  $3^0$  conveying rate 300t/h, a) DPOB horizontal, b) DPOB vertikal

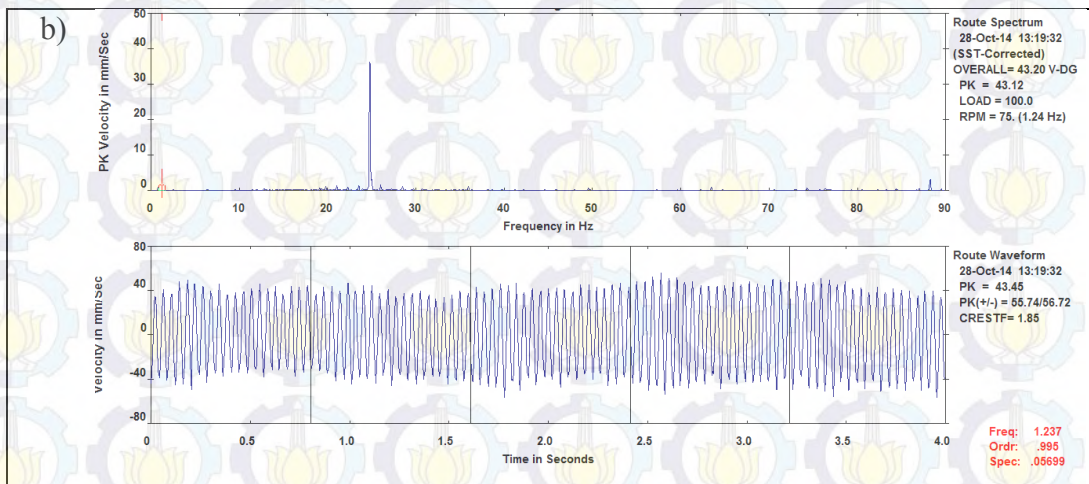




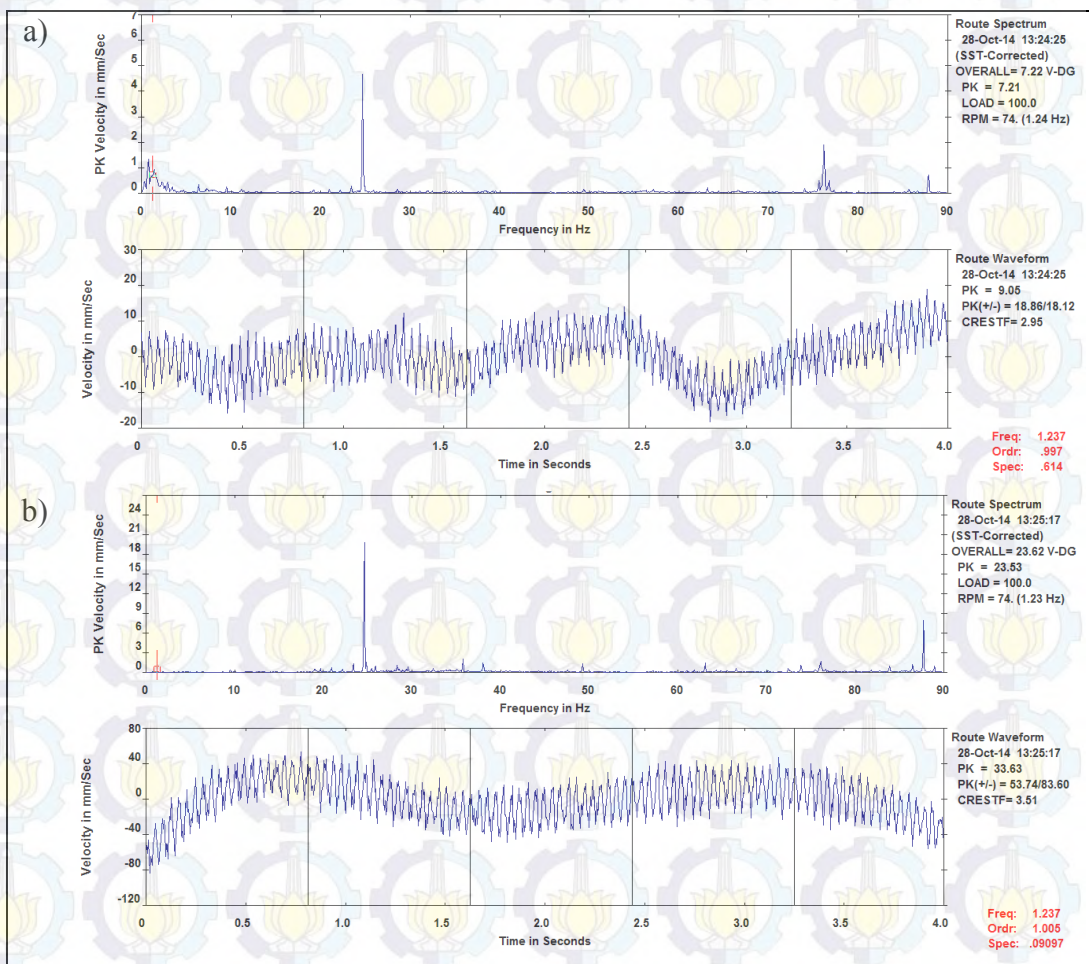
Gambar 4.4. Respon getaran pada *Luffing angle* 3<sup>0</sup> conveying rate 300t/h, a) DPOB horizontal, b) DPOB vertikal

b) Respon getaran pada *Luffing angle* 3<sup>0</sup> conveying rate 500t/h.





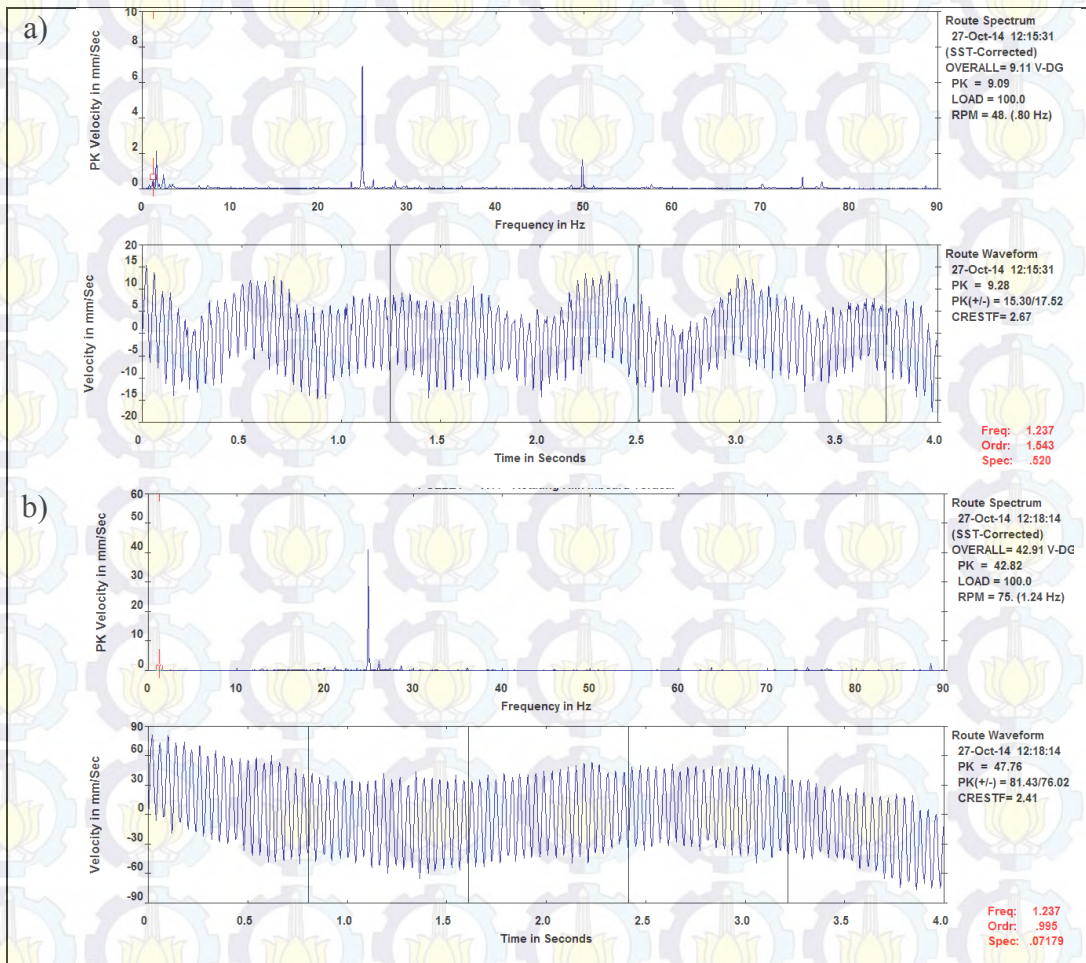
Gambar 4.5. Respon getaran pada *Luffing angle*  $3^0$  conveying rate 500t/h, a) DPIB horizontal, b) DPIB vertikal



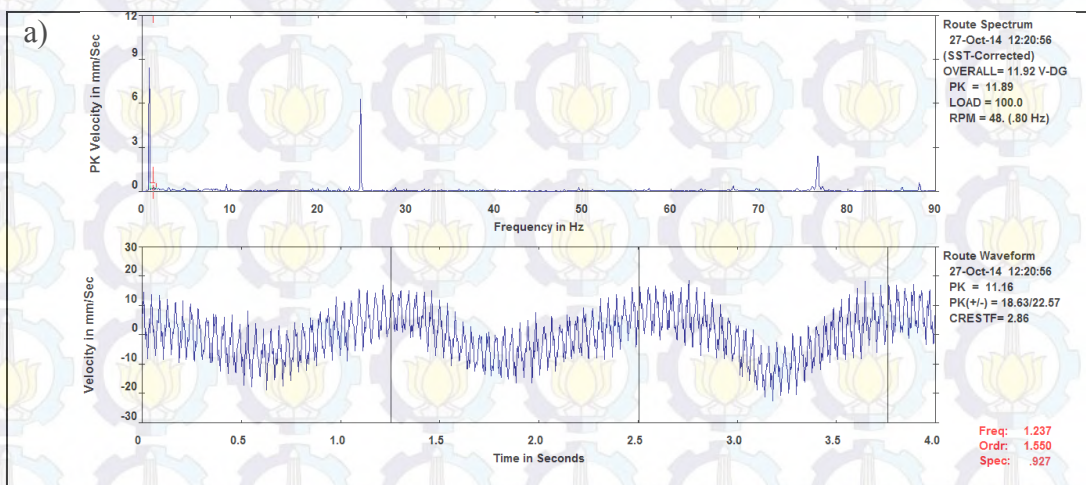
Gambar 4.6. Respon getaran pada *Luffing angle*  $3^0$  conveying rate 500t/h, a) DPOB horizontal, b) DPOB vertikal

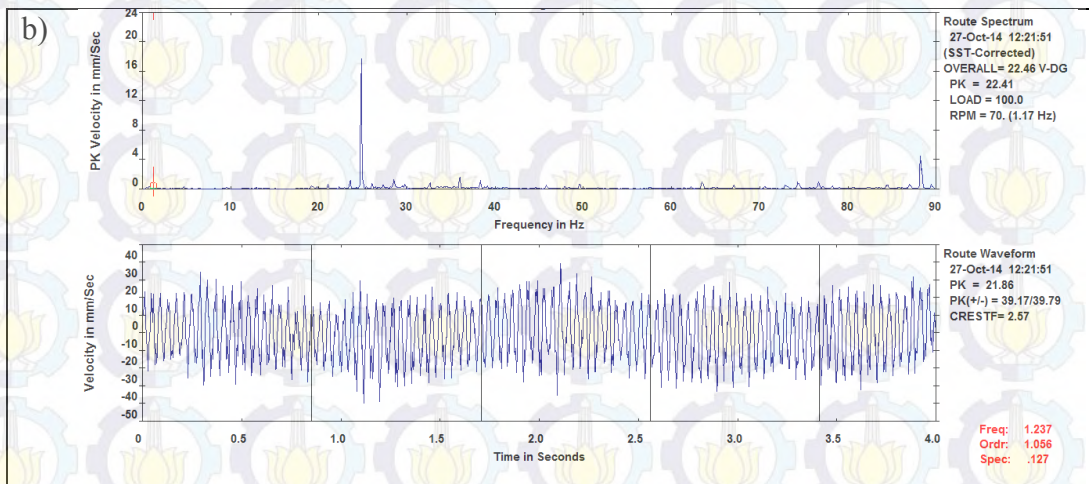


c) Respon getaran pada *Luffing angle*  $4^0$  conveying rate 300t/h.



Gambar 4.7. Respon getaran pada *Luffing angle*  $4^0$  conveying rate 300t/h, a) DPIB horizontal, b) DPIB vertikal.

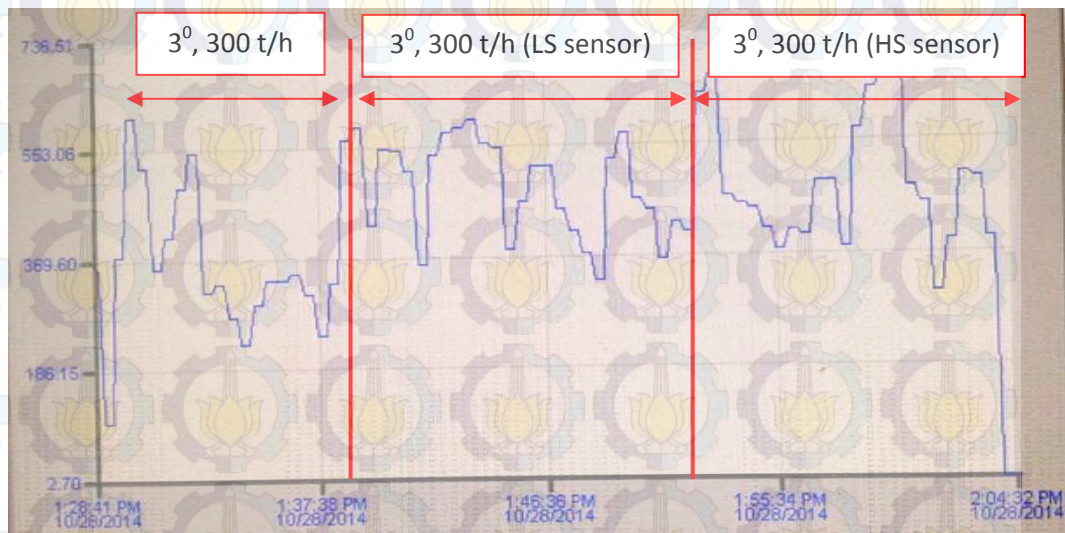




Gambar 4.8. Respon getaran pada *Luffing angle*  $4^{\circ}$  conveying rate 300t/h, a) DPOB horizontal, b) DPOB vertikal.

d) Profil *conveying rate*.

Profil *conveying rate* menunjukkan *trending* laju batubara yang secara aktual terjadi pada saat pengukuran respon getaran. Grafik ini didapatkan dari *history* alat ukur laju batubara (*belt scale*) yang terdapat pada jalur koneyor 4.



Gambar 4.9. *Trending* pengukuran *conveying rate* saat eksperimen.

e) Respon getaran pada frekuensi 1,237 Hz.

Hasil respon getaran pada frekuensi eksitasi akibat tegangan efektif, yaitu 1,237 Hz, dapat dilihat pada tabel 4.2 berikut ini



Tabel 4.2. Hasil eksperimen respon getaran pada frekuensi 1,237 Hz.

No	Luffing angle	Conveying rate (t/h)	DPIB (mm/s)		DPOB (mm/s)	
			Horizontal	Vertikal	Horizontal	Vertikal
1	3 <sup>0</sup>	300	1,122	0,104	0,613	0,046
2	3 <sup>0</sup>	500	0,986	0,059	0,614	0,09
3	4 <sup>0</sup>	300	0,52	0,072	0,927	0,127

### 4.3 Analisa Hasil Eksperimen

Dari hasil pengukuran respon getaran, terlihat bahwa pada posisi titik pengukuran sama memiliki pola getaran yang mirip walaupun *luffing angle* dan *conveying rate* bervariasi. Kemiripan ini terlihat baik pada grafik respon *frequency domain* maupun *time domain*. Analisa hasil eksperimen dapat disederhanakan dengan mengelompokkan data menjadi empat kelompok berdasarkan kemiripan tersebut, yaitu: *drive pulley inboard bearing* (DPIB) arah getaran horizontal, *drive pulley inboard bearing* (DPIB) arah getaran vertikal, *drive pulley outboard bearing* (DPOB) arah getaran horizontal, dan *drive pulley outboard bearing* (DPOB) arah getaran vertikal. Frekuensi-frekuensi yang ada pada grafik respon *frequency domain* menunjukkan gaya-gaya eksitasi yang bekerja pada sistem sistem tersebut, sedangkan waveform yang terbentuk pada grafik respon *time domain* merupakan penjumlahan amplitudo setiap frekuensi pada waktu yang sama.

Pada DPIB arah getaran horizontal, gambar 4.3a, 4.5a, dan 4.7a, pembentukan *waveform* dipengaruhi oleh gelombang dominan dengan frekuensi 24,8 Hz, 49,72 Hz, dan beberapa gelombang pada frekuensi di bawah 2 Hz. Gelombang dengan frekuensi tinggi 24,8 Hz dan 49,72 Hz menyebabkan *waveform* yang terbentuk memiliki susunan yang rapat/periode kecil, sedangkan gelombang dengan frekuensi di bawah 2 Hz membuat gelombang yang rapat tersebut bergerak membentuk gelombang dengan periode yang lebih besar.

Pada *drive pulley inboard bearing* (DPIB) arah getaran vertikal, gambar 4.3b, 4.5b, dan 4.7b, pembentukan *waveform* dipengaruhi oleh gelombang dominan dengan frekuensi 24,8 Hz. Sehingga *waveform* yang terbentuk berupa



gelombang-gelombang rapat/periode kecil dengan puncak-puncak yang ketinggiannya hampir sama (mendatar).

Pada *drive pulley inboard bearing* (DPOB) arah getaran horizontal, gambar 4.4a, 4.6a, dan 4.8a, pembentukkan *waveform* dipengaruhi oleh gelombang dominan dengan frekuensi 0,8 Hz, 24,8 Hz, 77 Hz, dan 87 Hz. Dengan adanya eksitasi dominan pada frekuensi 0,8 Hz menyebabkan *waveform* yang terbentuk pada titik pengukuran ini memiliki komponen gelombang yang rapat/frekuensi tinggi dimana gelombang tersebut mengikuti alur gelombang dengan periode lebih besar 1,25 detik.

Pada *drive pulley inboard bearing* (DPOB) arah getaran vertikal, gambar 4.4b, 4.6b, dan 4.8b, pembentukkan *waveform* dipengaruhi oleh gelombang dominan dengan frekuensi 24,8 Hz, dan 89 Hz. *Waveform* yang terbentuk berupa gelombang-gelombang rapat/amplitudo kecil.

Dari semua hasil pengukuran respon getaran terlihat bahwa amplitudo tertinggi terjadi pada frekuensi 24,5 Hz, dimana frekuensi ini mendekati frekuensi putaran poros motor. Alasan frekuensi ini menjadi dominan pada setiap titik pengukuran masih belum diketahui penyebabnya secara pasti. Munculnya amplitudo yang tinggi pada frekuensi 1X rpm motor pada umumnya disebabkan oleh gangguan berupa *rotor unballance*, *misalignment*, *shaft bending*, dan lain-lain. Namun dalam kasus ini respon getaran yang terjadi tidak menunjukkan *pattern* untuk gangguan-gangguan tersebut.

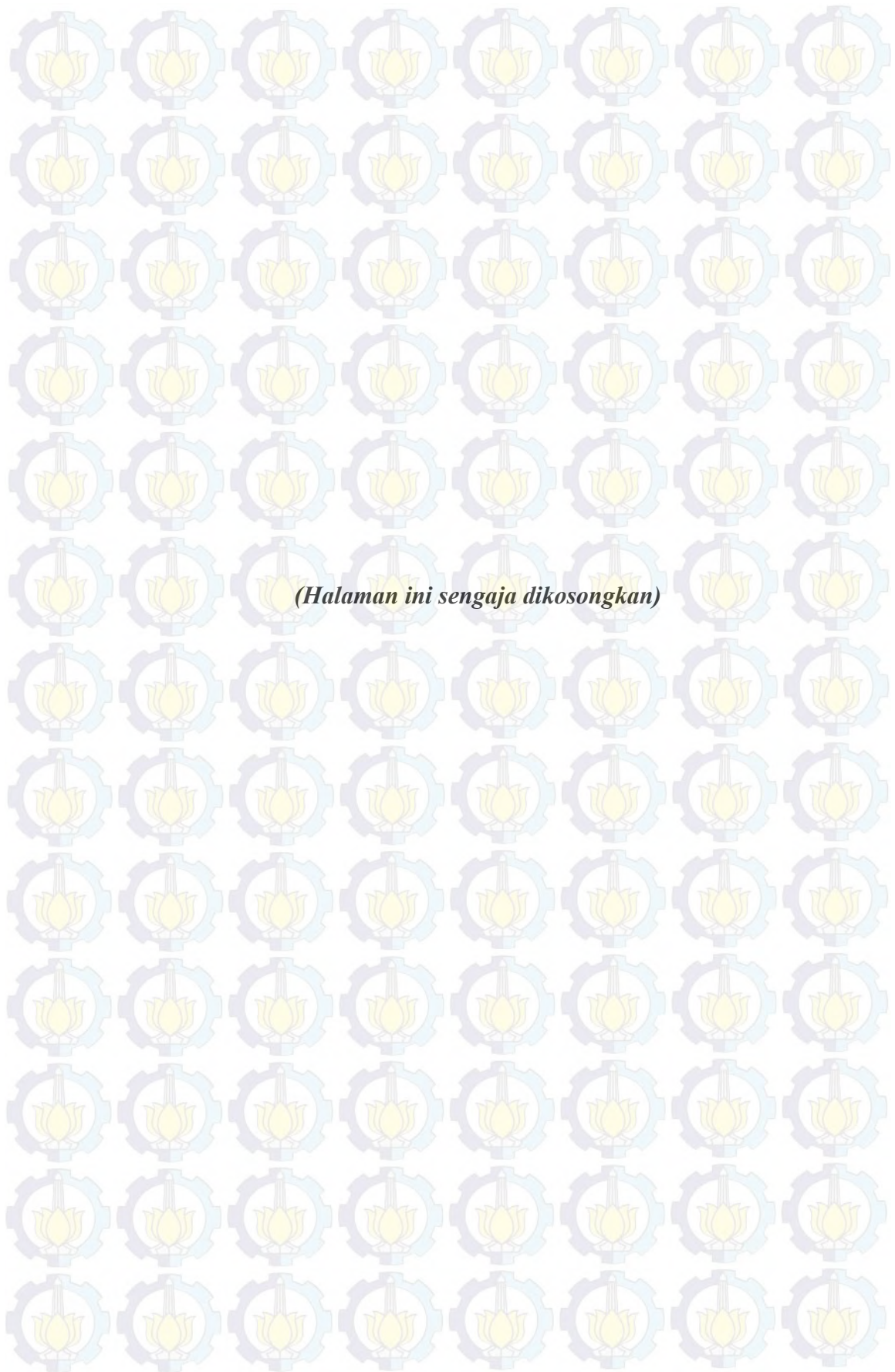
Eksitasi akibat *effective tension* ( $T_e$ ) memiliki frekuensi sebesar 1,237 Hz, dimana frekuensi tersebut pada spektrum vibrasi hasil eksperimen menunjukkan nilai yang tidak dominan dibandingkan eksitasi utamanya pada 24,5 Hz. Pada tabel 4.2 menunjukkan nilai respon getaran untuk frekuensi 1,237 pada beberapa kondisi operasi. Dari tabel tersebut dapat kita amati bahwa RMS *velocity* pada DPOB arah horizontal dan vertikal hasil pengukuran memiliki kecenderungan untuk meningkat berbanding lurus dengan penambahan *luffing angle* dan *conveying rate*. Nilai respon RMS *velocity* pada DPOB horizontal saat *luffing angle*  $3^0$  *conveying rate* 300 t/h adalah sebesar 0,613 mm/s, apabila *conveying rate* diperbesar menjadi 500 t/h dengan *luffing angle* tetap  $3^0$  maka RMS *velocity* menjadi 0,614 mm/s. Begitu juga jika *luffing angle* diperbesar menjadi  $4^0$



sedangkan *conveying rate* tetap 300 t/h, maka *RMS velocity* meningkat menjadi 0,927 mm/s. Fenomena yang sama terjadi pada pengukuran DPOB vertikal, saat *luffing angle* 3° *conveying rate* 300 t/h *RMS velocity* yang terukur sebesar 0,046 mm/s, apabila *conveying rate* diperbesar menjadi 500 t/h dengan *luffing angle* tetap 3° maka *RMS velocity* menjadi 0,09 mm/s, sedangkan jika *luffing angle* diperbesar menjadi 4° sedangkan *conveying rate* tetap 300 t/h maka *RMS velocity* meningkat menjadi 0,127 mm/s.

Namun pada beberapa data menunjukkan tren yang sebaliknya. Nilai respon *RMS velocity* pada DPIB horizontal saat *luffing angle* 3° *conveying rate* 300 t/h adalah sebesar 1,122 mm/s, apabila *conveying rate* diperbesar menjadi 500 t/h dengan *luffing angle* tetap 3° maka *RMS velocity* menjadi 0,986 mm/s. Begitu juga jika *luffing angle* diperbesar menjadi 4° sedangkan *conveying rate* tetap 300 t/h, maka *RMS velocity* meningkat menjadi 0,52 mm/s. Sedangkan untuk DPIB vertikal, saat *luffing angle* 3° *conveying rate* 300 t/h *RMS velocity* yang terukur sebesar 0,104 mm/s, apabila *conveying rate* diperbesar menjadi 500 t/h dengan *luffing angle* tetap 3° maka *RMS velocity* menjadi 0,059 mm/s, sedangkan jika *luffing angle* diperbesar menjadi 4° sedangkan *conveying rate* tetap 300 t/h maka *RMS velocity* meningkat menjadi 0,072 mm/s.

Adanya perbedaan fenomena pada DPOB dan DPIB ini disebabkan karena terjadinya fluktuasi *conveying rate* selama proses pengukuran vibrasi, seperti terlihat pada gambar 4.9. Ketidakstabilan *conveying rate* dapat dipengaruhi oleh banyak faktor selama proses pengambilan data, antara lain: skill operator, kepadatan batubara, lokasi batubara, cuaca, dan faktor-faktor lain.





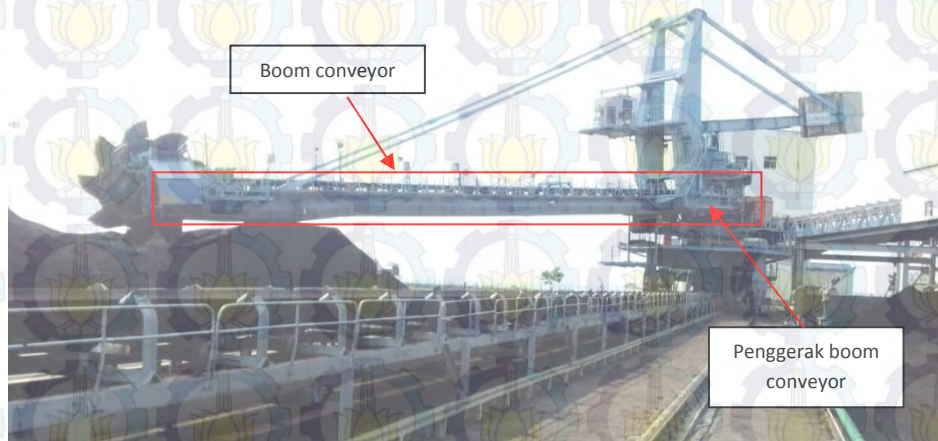
## BAB 5

### PEMODELAN MATEMATIS DAN SIMULASI

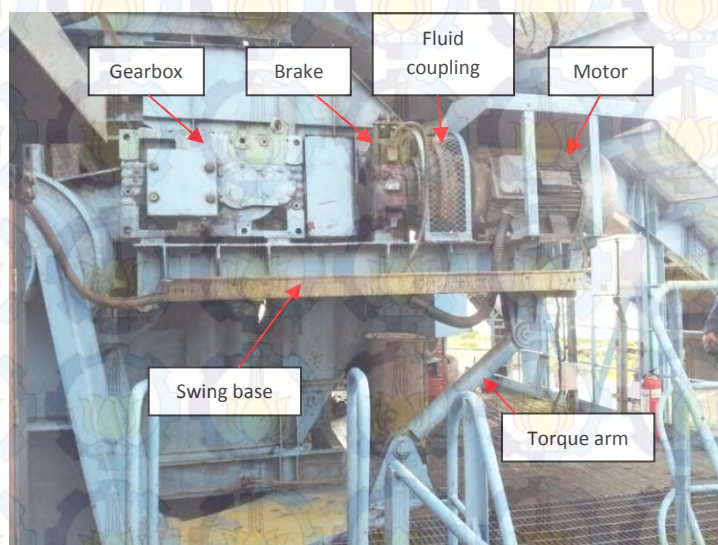
#### 5.1 Pemodelan Matematis.

##### 5.1.1 Pembuatan model.

Dalam tahap ini telah dilakukan pengamatan lapangan untuk memperoleh data teknis peralatan dan mendapatkan gambaran langsung mengenai bentuk fisik objek yang akan diamati. Dari hasil pengamatan tersebut maka dibuatlah model matematis objek penelitian.

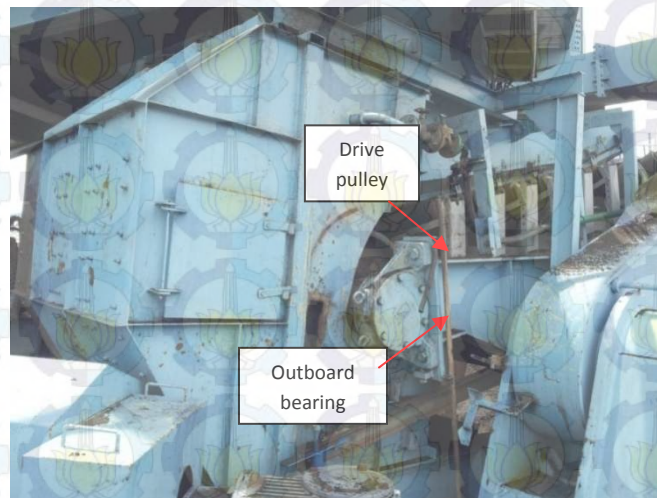


Gambar 5.1. Stacker Reclaimer

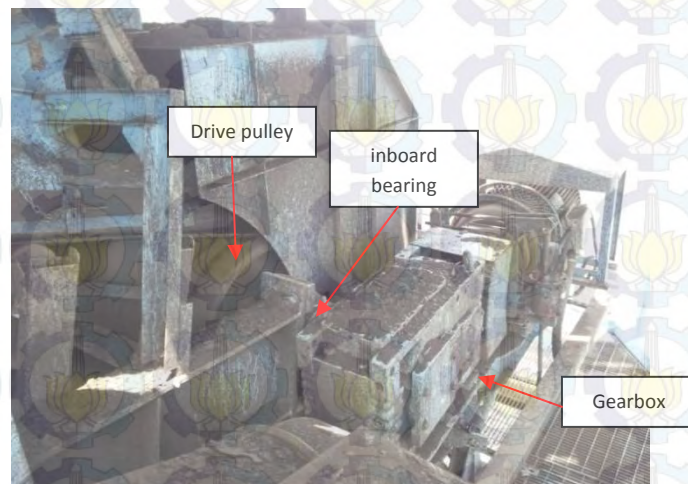


Gambar 5.2. Mekanisme penggerak *boom conveyor* (Pandangan dapan).

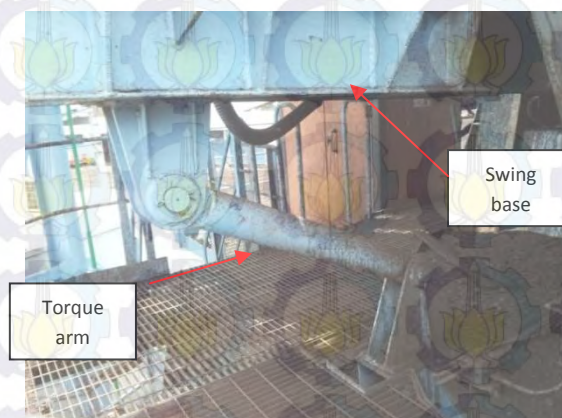




Gambar 5.3. Mekanisme penggerak *boom conveyor* (pandangan belakang).



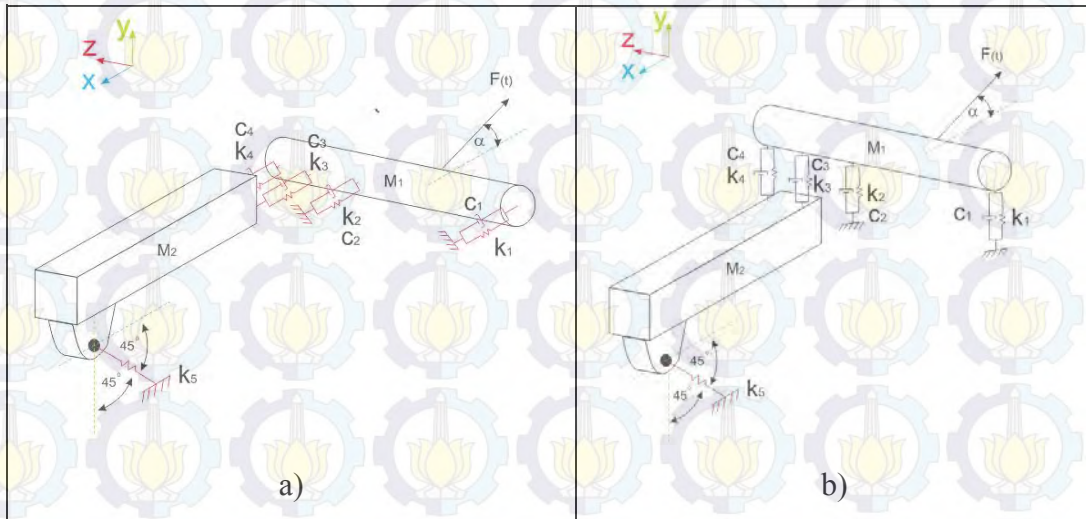
Gambar 5.4. Mekanisme penggerak *boom conveyor* (pandangan atas).



Gambar 5.5. *Support* mekanisme penggerak *boom conveyor*.



Dari pengamatan fisik tersebut maka dibuatlah model matematis untuk merepresentasikan sistem yang akan diamati. Model matematis terdiri dari dua buah model berdasarkan arah gerak respon getarannya, seperti pada gambar 5.6. Masing-masing model yang dibuat mewakili gerak horizontal pada pada sumbu x dan gerak horizontal pada sumbu y.



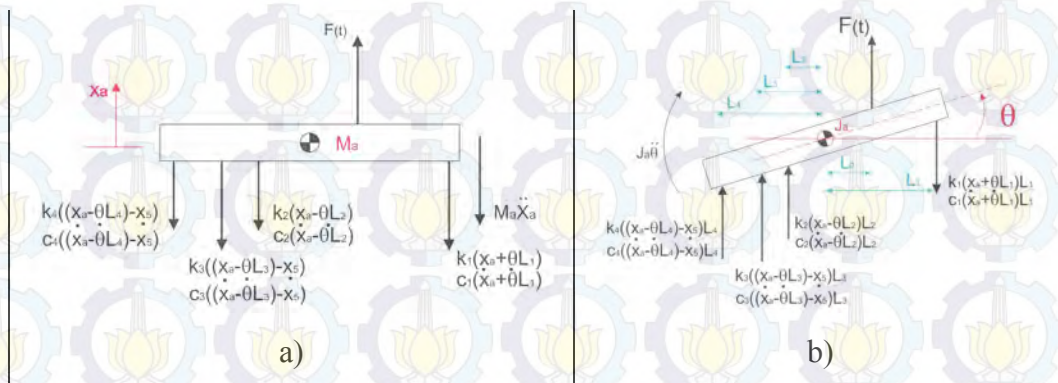
Gambar 5.6. Model matematis a) gerak horizontal (sumbu x), b) gerak vertikal (sumbu y)

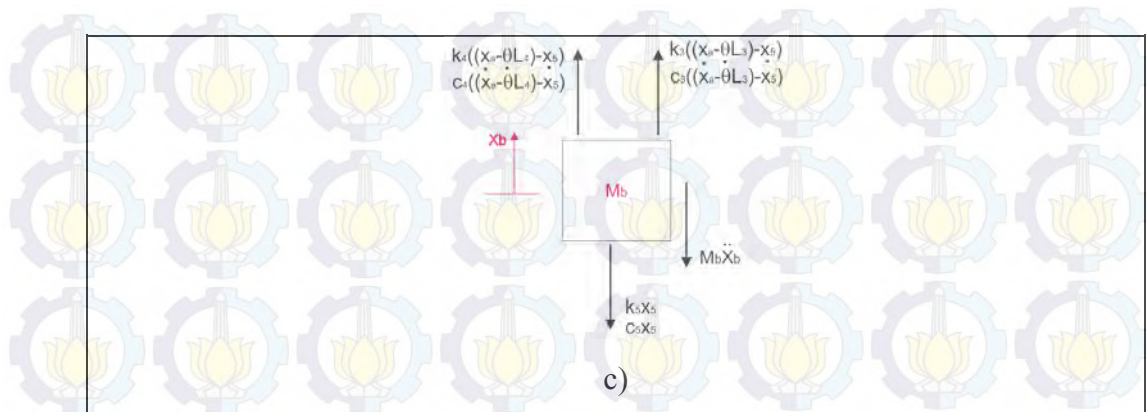
### 5.1.2. Free Body Diagram, Persamaan Gerak dan State Variable.

Setelah mendapatkan model matematis, maka langkah berikutnya adalah menguraikan gaya-gaya yang bekerja dalam *free body diagram*, pembuatan persamaan gerak dan *state variable*. Untuk membuatnya, akan dibagi dalam dua sumbu geraknya, yaitu sumbu x dan y.

#### a) Sumbu x (gerak horizontal).

- *Free body diagram*:





Gambar 5.7. *Free body diagram* gerak horizontal (sumbu x); a) FBD 1 (translasi massa a ( $M_a$ )); b) FBD 2 (rotasi massa a ( $M_a$ )); c) FBD 3 (translasi massa b ( $M_b$ )).

- Persamaan gerak untuk FBD 1

Persamaan gerak translasi pada  $m_a$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \sum F_X &= m_a \ddot{x}_a \\ m_a \ddot{x}_a &= F(t) - k_1(x_a + x_a L_1) - C_1(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_1) \\ &\quad - k_2(x_a - (x_a + x_a L_1) - C_2(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_2) \\ &\quad - k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - x_5) \\ &\quad - C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) \\ &\quad - k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - x_5) \\ &\quad - C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5) \end{aligned}$$

Jika  $\dot{x}_a = v_a$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat dituliskan:

$$\begin{aligned} \dot{v}_a &= \frac{1}{m_a} [F(t) - k_1(x_a + x_a L_1) - C_1(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_1) - k_2(x_a - \\ &\quad (x_a + x_a L_1) - C_2(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_2) - k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - x_5) - \\ &\quad C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) - k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - x_5) - C_4((\dot{x}_a + \\ &\quad \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)] \end{aligned}$$

- Persamaan gerak untuk FBD 2

Persamaan gerak rotasi pada  $m_a$  dapat dituliskan sebagai berikut:



$$\begin{aligned}
 J_a \ddot{\theta} &= \sum M = J_a \ddot{\theta} \\
 &= F(t)L_0 - k_1(x_a + x_a L_1)L_1 - C_1(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_1)L_1 \\
 &\quad - k_2(x_a - (x_a + x_a L_1)L_2 - C_2(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_2)L_2 \\
 &\quad - k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5)L_3 \\
 &\quad - C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5)L_3 \\
 &\quad - k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)L_4 \\
 &\quad - C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)L_4
 \end{aligned}$$

Jika  $\dot{\theta} = \omega_a$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat dituliskan:

$$\begin{aligned}
 \dot{\omega}_a &= \frac{1}{J_a} [F(t)L_0 - k_1(x_a + x_a L_1)L_1 - C_1(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_1)L_1 \\
 &\quad - k_2(x_a - (x_a + x_a L_1)L_2 - C_2(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_2)L_2 \\
 &\quad - k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5)L_3 \\
 &\quad - C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5)L_3 \\
 &\quad - k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)L_4 \\
 &\quad - C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)L_4]
 \end{aligned}$$

- Persamaan gerak untuk FBD 3

Persamaan gerak translasi pada  $m_b$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m_b \ddot{x}_b &= \sum F_X = m_b \ddot{x}_b \\
 &= k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) \\
 &\quad + C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) \\
 &\quad + k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5) \\
 &\quad + C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5) - k_5 x_b - C_5 \dot{x}_b
 \end{aligned}$$

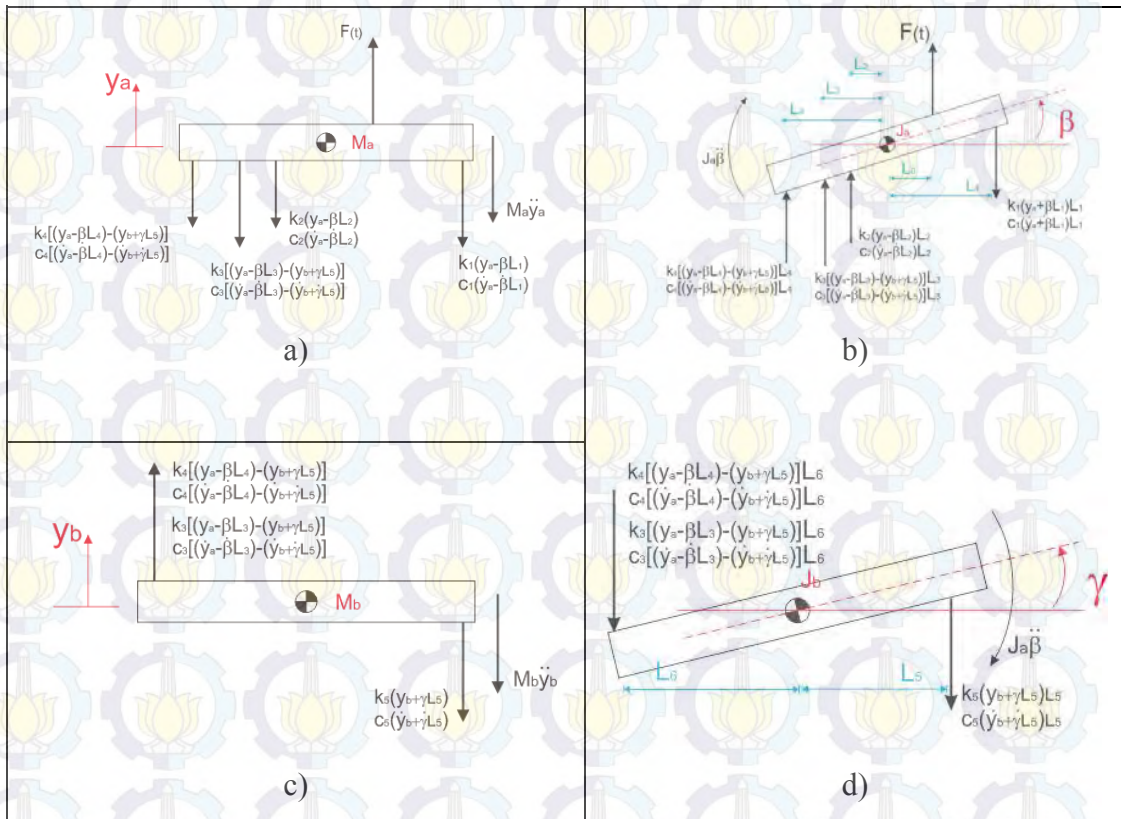
Jika  $\dot{x}_b = v_b$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat dituliskan:

$\dot{v}_b$

$$= \frac{1}{m_b} [k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) + C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) + k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5) + C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5) - k_5 \dot{x}_b - C_5 \dot{x}_b]$$

b) Sumbu y (gerak vertikal)

- Free body diagram:



Gambar 5.8. Free body diagram gerak vertikal (sumbu y); a) FBD 4 (translasi massa a ( $M_a$ )); b) FBD 5 (rotasi massa a ( $M_a$ )); c) FBD 6 (translasi massa b ( $M_b$ )); d) FBD 5 (rotasi massa b ( $M_b$ ));

- Persamaan gerak untuk FBD 4

Persamaan gerak translasi pada  $m_a$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_a \ddot{y}_a$$



$$m_a \ddot{y}_a$$

$$= F(t) - k_1(y_a - \beta L_1) - C_1(\dot{y}_a - \beta L_1) \\ - k_2(y_a - \beta L_2) - C_2(\dot{y}_a - \beta L_2) \\ - k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) \\ - C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) \\ - k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) \\ - C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))$$

Jika  $\dot{y}_a = v_a$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat ditullis:

$$\dot{v}_a$$

$$= \frac{1}{m_a} [F(t) - k_1(y_a - \beta L_1) - C_1(\dot{y}_a - \beta L_1) \\ - k_2(y_a - \beta L_2) - C_2(\dot{y}_a - \beta L_2) \\ - k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) \\ - C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) \\ - k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) \\ - C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))] ]$$

- Persamaan gerak untuk FBD 5

Persamaan gerak rotasi pada  $m_a$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\sum M = J_a \ddot{\beta}$$

$$J_a \ddot{\beta}$$

$$= F(t)L_0 - k_1(y_a - \beta L_1)L_1 - C_1(\dot{y}_a - \beta L_1)L_1 \\ - k_2(y_a - \beta L_2)L_2 - C_2(\dot{y}_a - \beta L_2)L_2 \\ - k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5))L_3 \\ - C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))L_3 \\ - k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5))L_4 \\ - C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))L_4$$

Jika  $\dot{\beta} = \dot{\omega}_a$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat ditullis:

$\dot{\omega}_a$

$$= \frac{1}{J_b} [F(t)L_0 - k_1(y_a - \beta L_1)L_1 - C_1(\dot{y}_a - \beta L_1)L_1 - k_2(y_a - \beta L_2)L_2 - C_2(\dot{y}_a - \beta L_2)L_2 - k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5))L_3 - C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))L_3 - k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5))L_4 - C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))L_4]$$

- Persamaan gerak untuk FBD 6

Persamaangerak translasi pada  $m_b$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_b \ddot{y}_b$$

$$m_b \ddot{y}_b = k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) + k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) - k_5(y_b + \gamma L_5) - C_5(\dot{y}_b + \gamma L_5)$$

Jika  $\dot{y}_b = v_b$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat ditullis:

$$\dot{v}_b = \frac{1}{m_b} [k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) + k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) - k_5(y_b + \gamma L_5) - C_5(\dot{y}_b + \gamma L_5)]$$

- Persamaan gerak untuk FBD 7

Persamaangerak rotasi pada  $m_b$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\sum M = J_b \ddot{\theta}$$



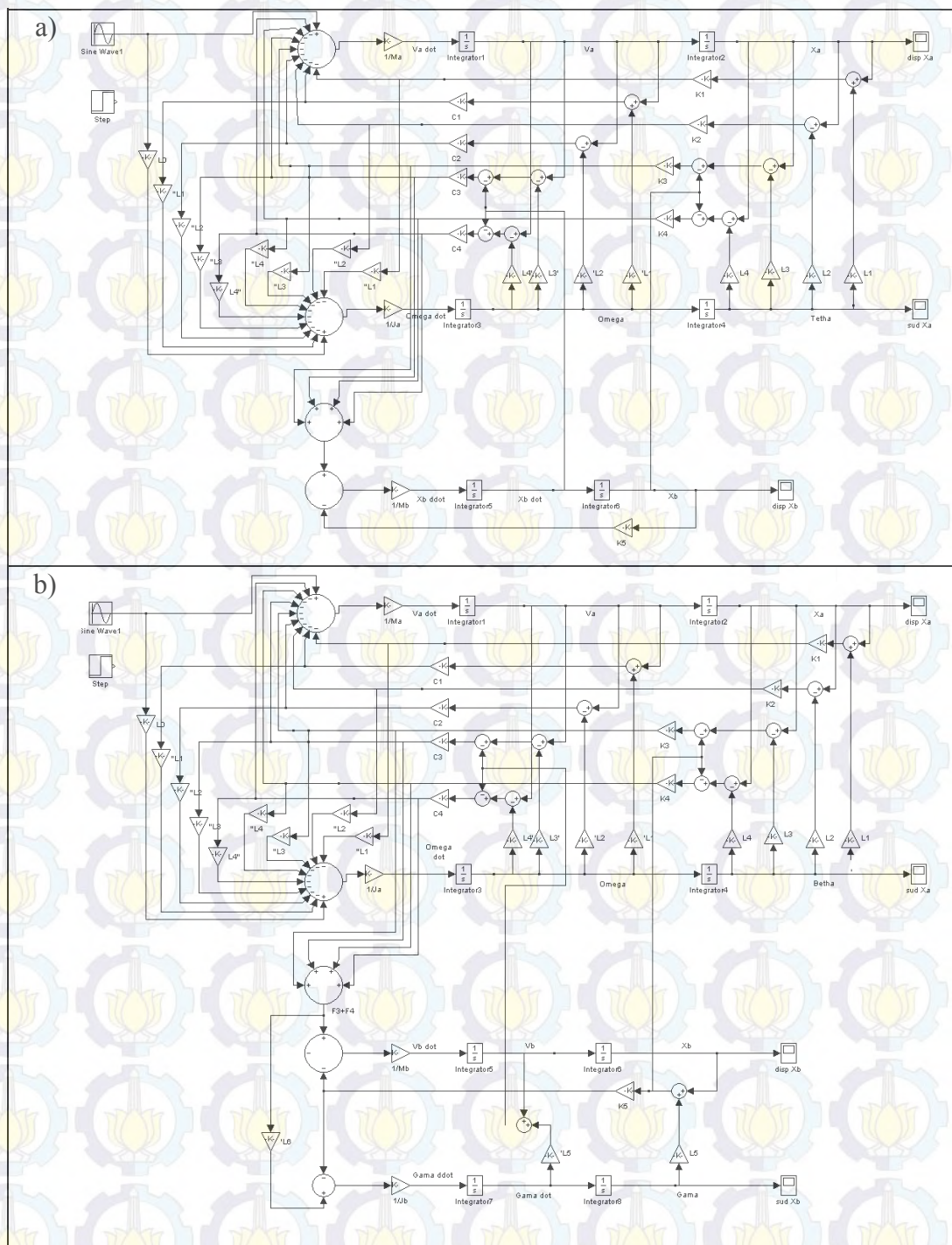
$$\begin{aligned}
J_b \ddot{\gamma} &= [k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) \\
&+ C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) \\
&+ k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) \\
&+ C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))]L_6 - [k_5(y_b \\
&+ \gamma L_5) - C_5(\dot{y}_b + \gamma L_5)]L_5
\end{aligned}$$

Jika  $\ddot{\gamma} = \dot{\omega}_b$ , maka dalam bentuk *statevariable* dapat ditullis:

$$\begin{aligned}
\dot{\omega}_b &= \frac{1}{J_b} [[k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) \\
&+ C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) \\
&+ k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) \\
&+ C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))]L_6 - [k_5(y_b \\
&+ \gamma L_5) - C_5(\dot{y}_b + \gamma L_5)]L_5]
\end{aligned}$$

### 5.3 Pembuatan *Block Diagram*.

Setelah mendapatkan persamaan gerak dengan 7 dof, maka untuk selanjutnya mentransformasikan persamaan-persamaan tersebut ke dalam bentuk *block diagram* di dalam simulink. Block diagram yang telah dibangun seperti pada gambar 5.9 berikut ini.



Gambar 5.9. Block diagram, a) Gerak horizontal; b) Gerak vertikal.

#### 5.4 Parameter Pemodelan

Dalam melakukan simulasi ini digunakan beberapa parameter seperti pada tabel 5.1 berikut ini



Tabel 5.1. Parameter pemodelan.

Model Parameter	Symbol	Nilai Parameter
Massa drive pulley + poros	Ma	1130,3 Kg
Massa transmisi	Mb	1298,4 Kg
Inersia drive pulley + poros	Ja	781450000
Inersia transmisi	Jb	1802146810
Kekakuan bearing 1 (DPOB)	K1	10000000 (N/m)
Kekakuan bearing 2(DPIB)	K2	10000000 (N/m)
Kekakuan bearing 3(gearbox)	K3	10000000 (N/m)
Kekakuan bearing 4(gearbox)	K4	10000000 (N/m)
Kekakuan <i>torque arm</i>	K5	669907673.1(N/m)
Koefisien redaman bearing 1	C1	5000 (N/ms)
Koefisien redaman bearing 2	C2	5000 (N/ms)
Koefisien redaman bearing 3	C3	5000 (N/ms)
Koefisien redaman bearing 4	C4	5000 (N/ms)
Jarak beban (Te) terhadap titik berat	L0	0.5057 (m)
Jarak bearing 1 terhadap titik berat Ma	L1	1.5307 (m)
Jarak bearing 2 terhadap titik berat Ma	L2	0.6193 (m)
Jarak bearing 3 terhadap titik berat Ma	L3	0.578 (m)
Jarak bearing 4 terhadap titik berat Ma	L4	1.0953 (m)
Jarak bearing 3 dan 4 terhadap titik berat Mb	L5	1,01 (m)
Jarak <i>torque arm</i> terhadap titik berat Mb	L6	0.924 (m)

### 5.5 Gaya Eksitasi.

Pada simulasi ini diasumsikan bahwa gaya eksitasi yang bekerja pada sistem hanya berasal dari *effective tension* (Te) akibat proses *material handling* pada *belt conveyor*. Gaya eksitasi akibat cacat pada part mesin, ketidaksesuaian

proses proses *assembly*, dan kondisi tidak ideal lain tidak diperhitungkan dalam simulasi.

Berikut ini adalah spesifikasi teknis peralatan yang digunakan dalam eksperimen, dan kondisi lingkungan yang mendukung dalam perhitungan Te:

Tabel 5.2. Spesifikasi teknis konveyor.

Item	Nilai	Satuan
Temperatur	30	<sup>0</sup> C
Panjang konveyor	49	m
<i>Belt ply</i>	EP 200-1400x5 (6+3)	
Idler diameter	8	in
Belt width	1400	mm
Conveying rate	300	t/h
Luffing angle	-4 <sup>0</sup> (lift)	

Dari data teknis pada tabel 5.2 maka didapatkan faktor-faktor sebagai berikut

Tabel 5.3. faktor-faktor dalam perhitungan.

Faktor	Nilai	Keterangan
Faktor koreksi ambient temperatur (Kt)	1	Gambar 2.23
Ai	2,8	Halaman 33
Si	2,9529	
Berat belt (Wb)	18 lbs/ft	Tabel 6.1 CEMA
Berat material (Wm)	16,12 lbs/ft	Rumus 2.31
Faktor gesekan idler (Kx)	0,97 lbs/ft	Rumus 2.32
Faktor untuk menghitung gaya belt dan beban flexure pada idler (Ky)	0,016 lbs/ft	Tabel 2.1
Jarak vertikal material lift (H)	11,161 ft	
Faktor skirtboard friction (Cs)	0,0754	Tabel 2.4
Kedalaman material mengenai skirtboard (Hs)	5,5118 ft	0,1 x lebar belt



Wrap factor (Cw)	0,72	Tabel 2.5
------------------	------	-----------

Untuk selanjutnya akan dihitung komponen tegangan efektif konveyor berdasarkan spesifikasi teknis dan faktor-faktor yang telah didapatkan. Hasil dari perhitungan dapat dilihat pada tabel 5.4. Perhitungan tersebut pada kondisi *luffing angle* 4<sup>0</sup> dan *conveying rate* 300 t/h.

Tabel 5.4. Hasil perhitungan komponen tegangan efektif konveyor.

Komponen tegangan	Nilai	Keterangan
Tahanan akibat gesekan idler (Tx)	468,53 (lbs)	Rumus 2.21
Tahanan belt flexure pada carrying idler (Tyc)	138,90 (lbs)	Rumus 2.22
Tahanan belt flexure pada return idler (Tyr)	130,22 (lbs)	Rumus 2.23
Tahanan material flexure (Tym)	41,48 (lbs)	Rumus 2.24
Tahanan material lift atau lower (Tm)	179,97 (lbs)	Rumus 2.25
Tahanan akibat nondriving pulley friction (Tp)	700,00 (lbs)	
Tahanan akibat Skirtboard resistance (Tac)	9,90 (lbs)	Cs x Lb x Hs <sup>2</sup>

Dengan mendapatkan nilai komponen-komponen tersebut, maka besar tegangan efektif (Te) dapat dihitung dengan menggunakan rumus 2.29 sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 Te &= Tx + Tyc + Tyr + Tym + Tm + Tp + Tac \\
 &= 468,53 + 138,90 + 130,22 + 41,48 + 179,97 + 700,00 + 9,90 \\
 &= 1668,99 \text{ Lbs} \\
 &= 7477,09 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama, maka dapat dihitung besar tegangan efektif pada kondisi operasi *luffing angle* 3<sup>0</sup> dan *conveying rate* 300 t/h, dan kondisi operasi *luffing angle* 3<sup>0</sup> dan *conveying rate* 500 t/h. Hasil dari perhitungan tersebut disajikan pada tabel 5.5 berikut.

Tabel 5.5. Perhitungan tegangan efektif

No	Luffing angle	Conveying rate	Tegangan efektif (Newton)
----	---------------	----------------	---------------------------

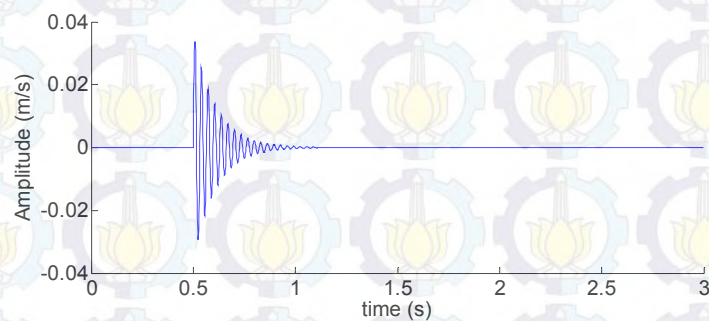
1	$3^0$	300 t/h	7278,9
2	$3^0$	500 t/h	7823,95
3	$4^0$	300 t/h	7477,09

## 5.6 Hasil Simulasi.

### 5.6.1. Respon getaran hasil simulasi eksitasi impuls

Simulasi untuk beban impuls hanya dilakukan pada kondisi operasi *luffing angle*  $4^0$  dengan *conveying rate* 300 t/h. Simulasi eksitasi impuls dilakukan untuk mengetahui respon sistem terhadap kondisi pembebanan yang tiba-tiba. Dalam kasus mekanisme penggerak konveyor boom, hal tersebut bisa berupa pembebanan awal pada proses start, atau kondisi peralatan *force shutdown (trip)* pada saat terjadi gangguan. Eksitasi yang diberikan sebesar  $7477,09\cos(4)$  untuk arah horizontal, dan  $7477,09\sin(4)$ .

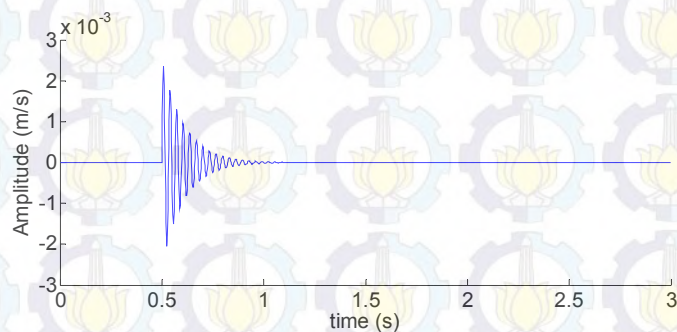
#### a) Horizontal



Gambar 5.10. Respon getaran horizontal hasil simulasi *impuls*.

Pada gambar 5.10, terlihat bahwa dengan beban impuls sebesar 7458,88 N dengan *step time* sebesar 0,5 detik, maka sistem akan mengalami peak amplitudo 0,034 m/s dan kemudian akan stabil pada detik ke 1,2.

#### b) Vertikal



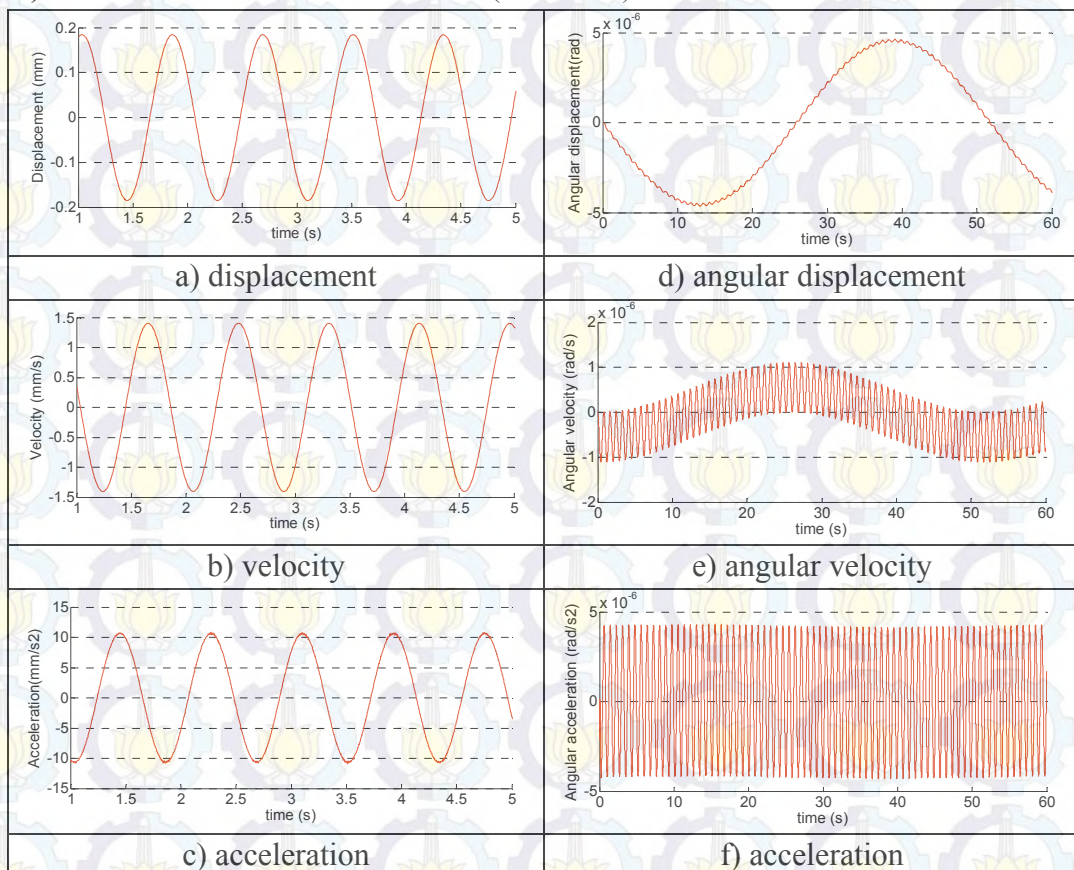


Gambar 5.11. Respon getaran vertikal velocity hasil simulasi *impuls*.

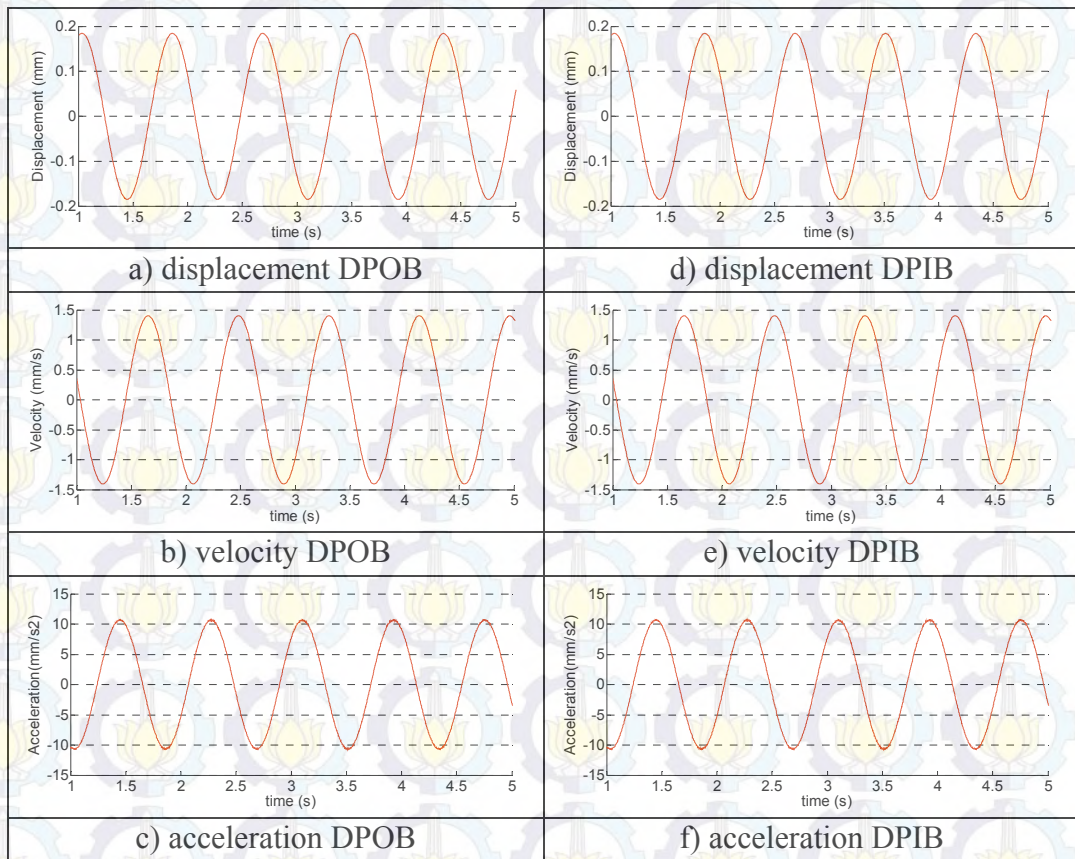
Pada gambar 5.11, terlihat bahwa dengan beban step sebesar 521,58 N dengan *step time* sebesar 0,5 detik, maka sistem akan mengalami peak amplitudo 0,024 m/s dan kemudian akan stabil pada detik ke 1. Peak amplitudo pada arah vertikal lebih kecil dibandingkan dengan peak amplitudo pada arah horizontal karena gaya eksitasi yang bekerja pada arah vertikal lebih kecil dari pada gaya eksitasi pada arah horizontal.

### 5.6.2 Simulasi Eksitasi Periodik

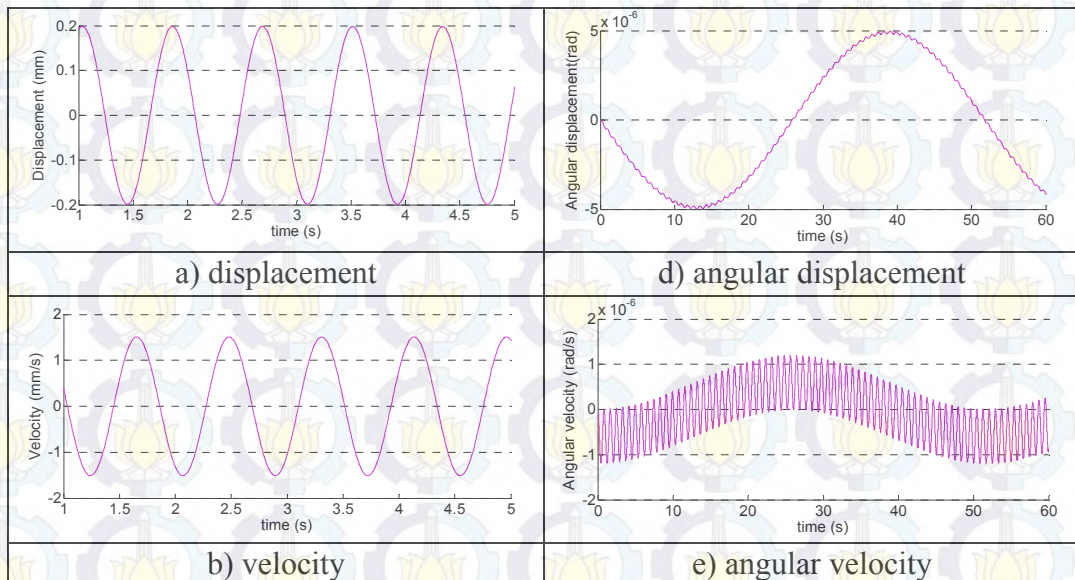
#### a) Hasil Simulasi Gerak Horizontal (Sumbu X)



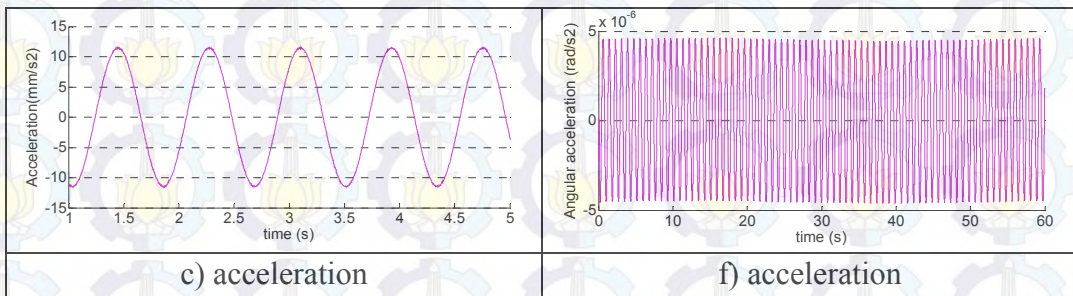
Gambar 5.12. Hasil simulasi respon getaran horizontal CG pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.



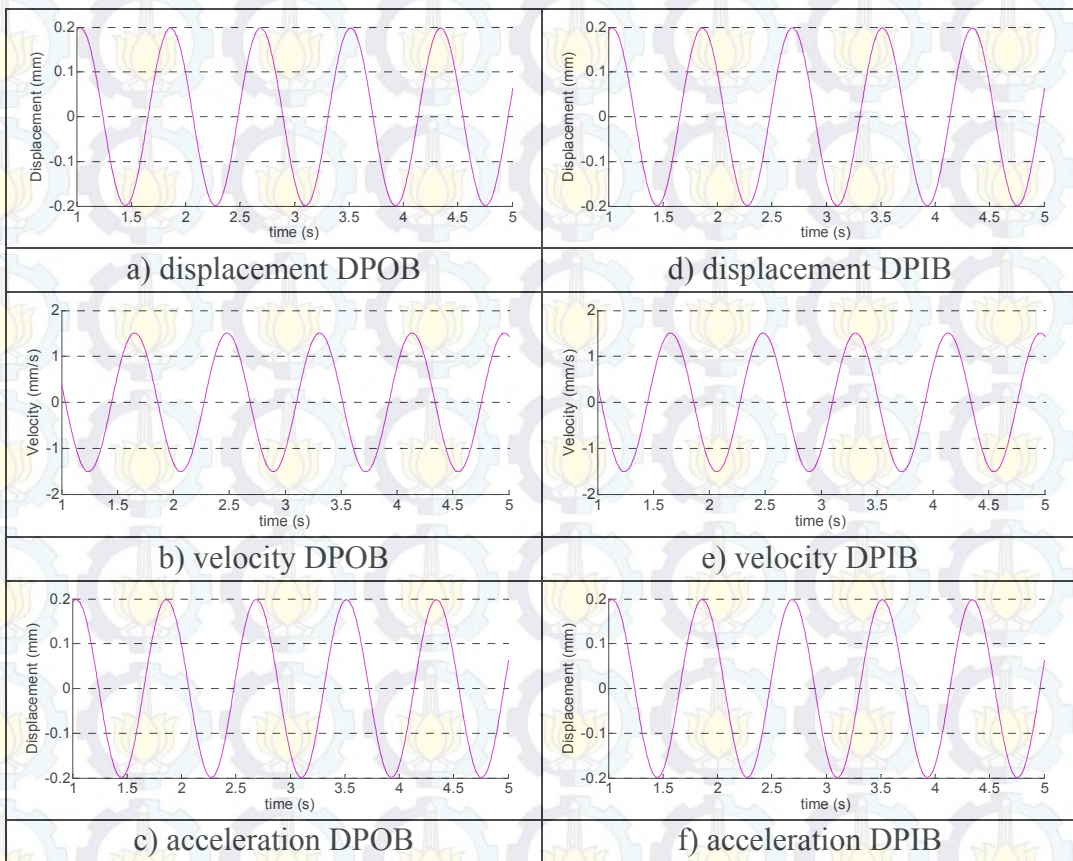
Gambar 5.13. Hasil simulasi respon getaran horizontal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.



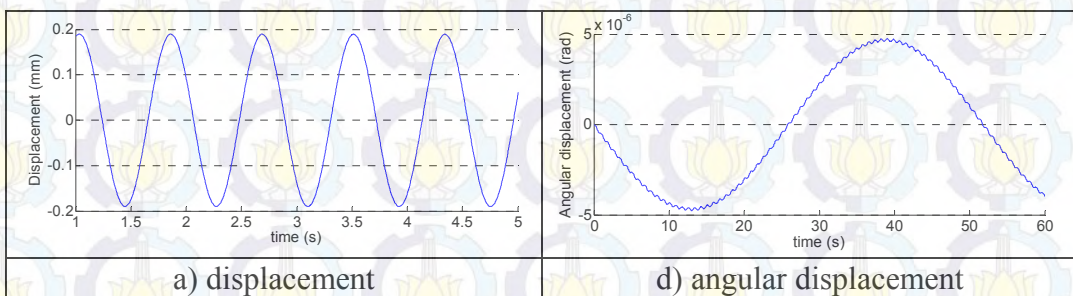


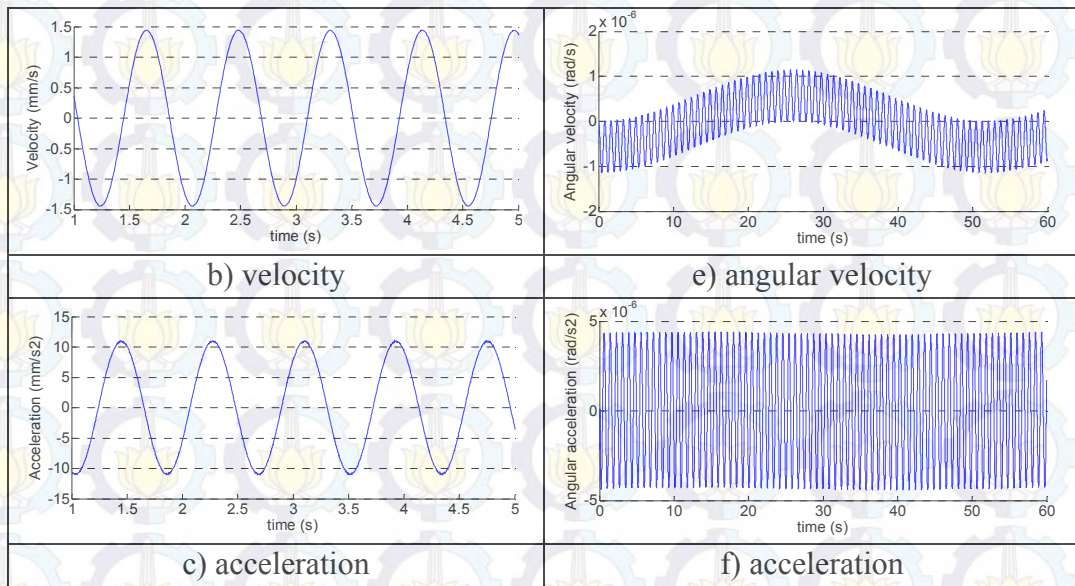


Gambar 5.14. Hasil simulasi respon getaran horizontal CG pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 500 t/h.

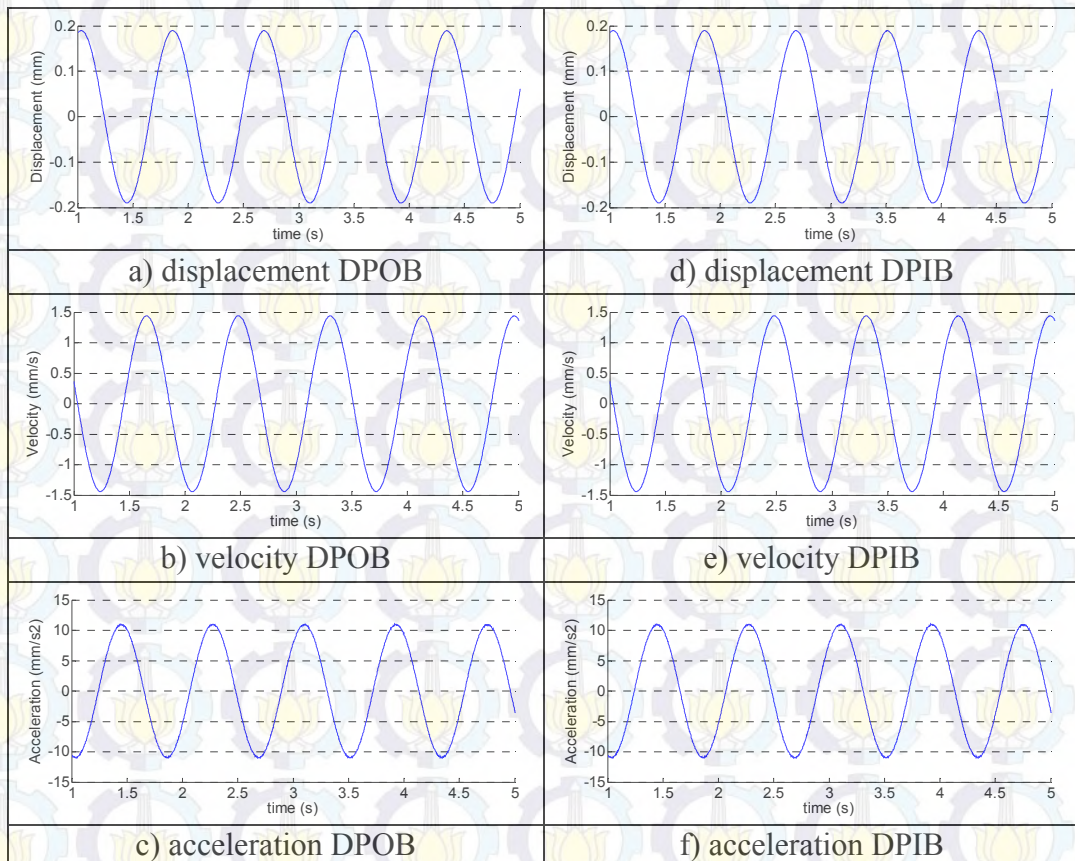


Gambar 5.15. Hasil simulasi respon getaran horizontal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 500 t/h.





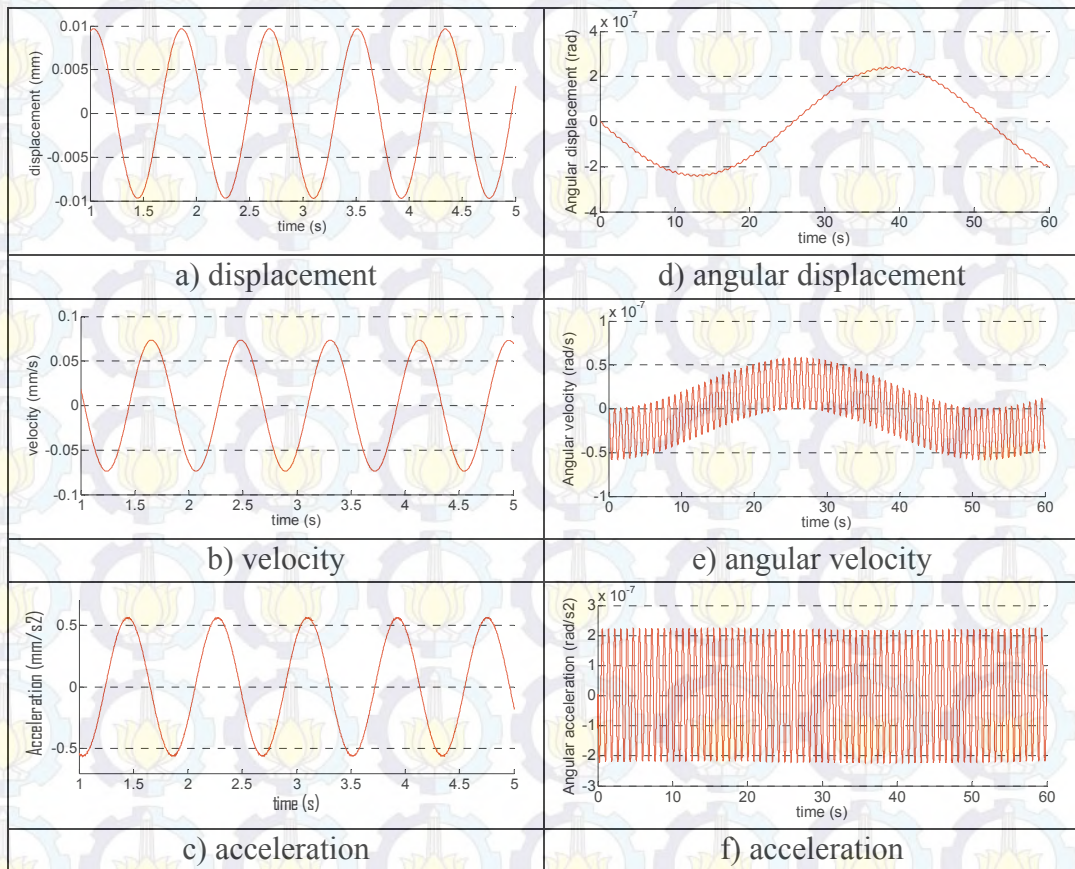
Gambar 5.16. Hasil simulasi respon getaran horizontal CG pada *luffing angle*  $4^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.



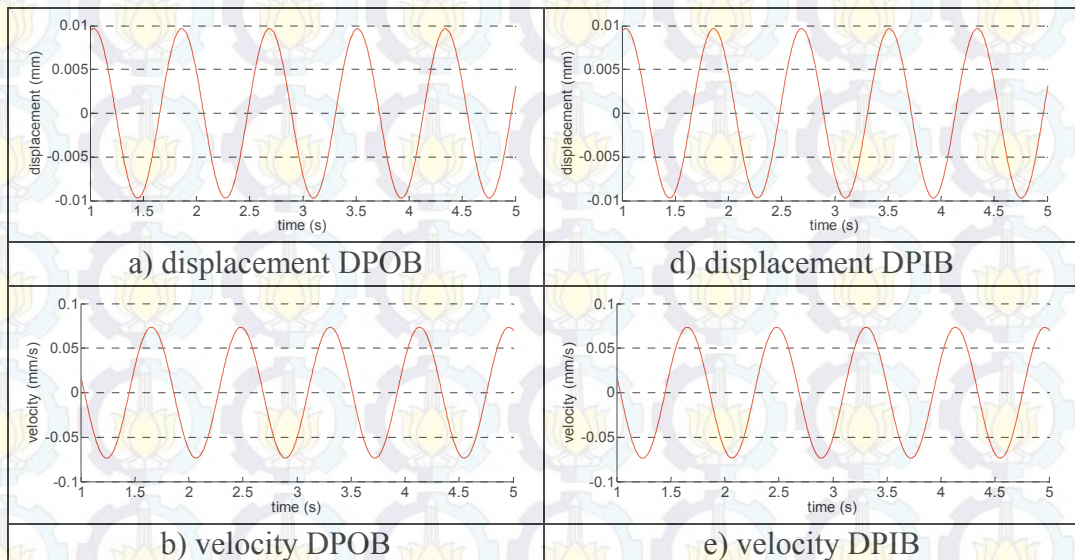
Gambar 5.17. Hasil simulasi respon getaran horizontal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle*  $4^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.

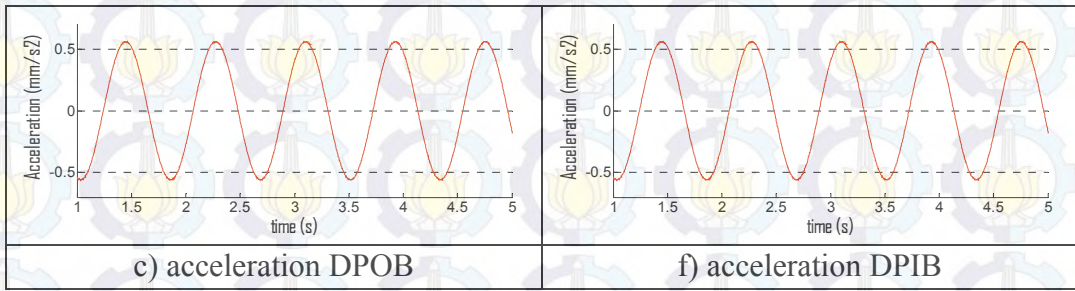
b) Hasil Simulasi Gerak Vertikal (Sumbu Y)



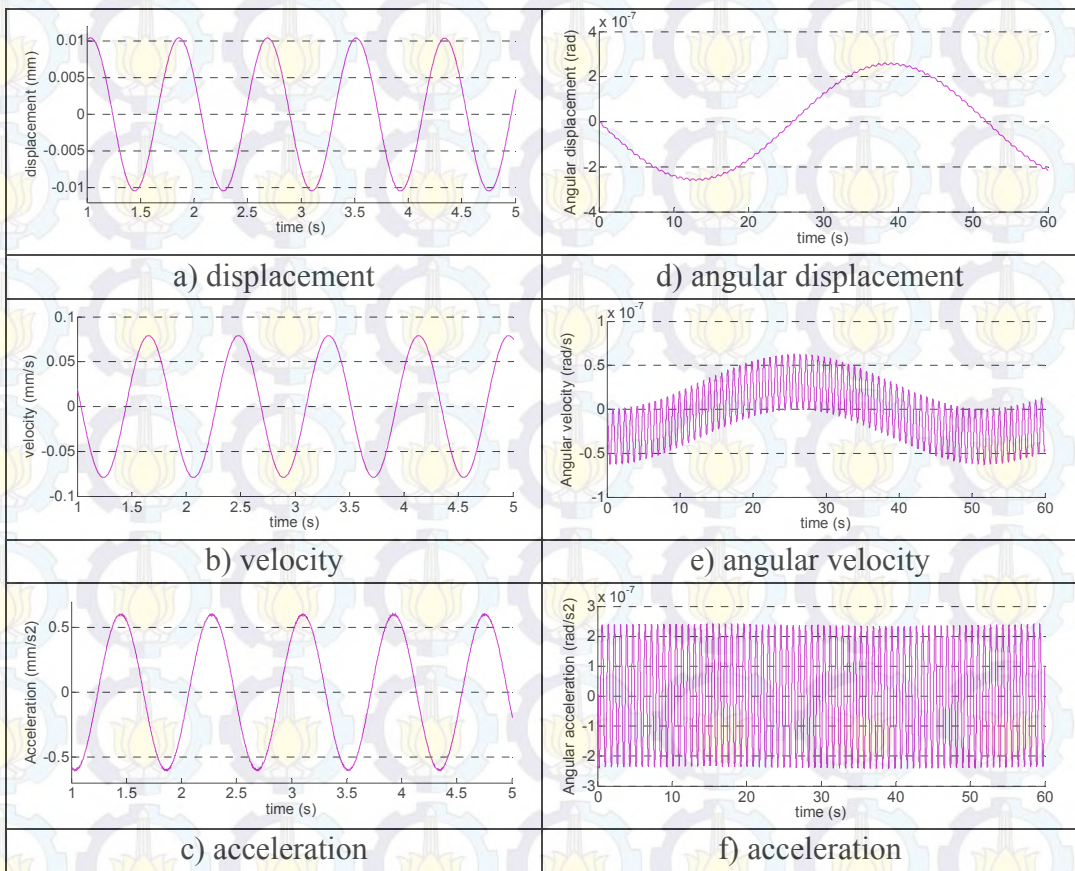


Gambar 5.18. Hasil simulasi respon getaran vertikal CG pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.

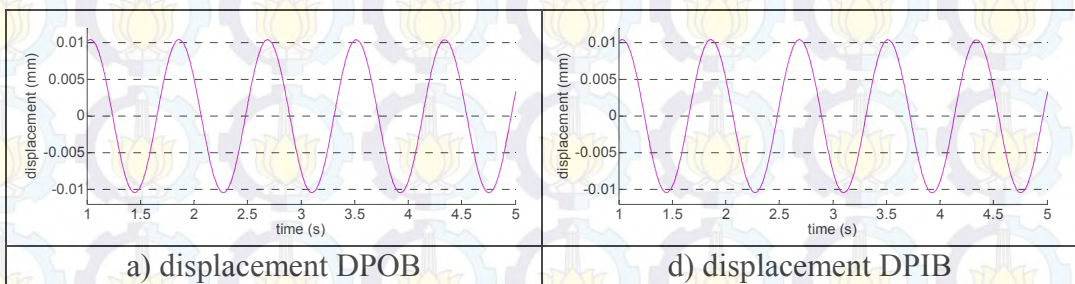




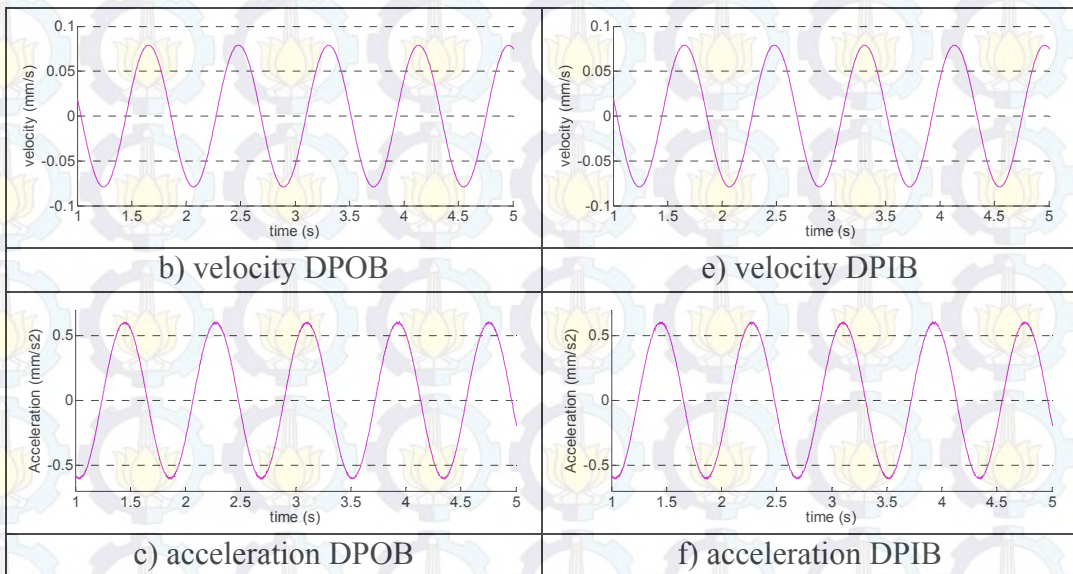
Gambar 5.19. Hasil simulasi respon getaran vertikal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 3<sup>0</sup> dan *conveying rate* 300 t/h.



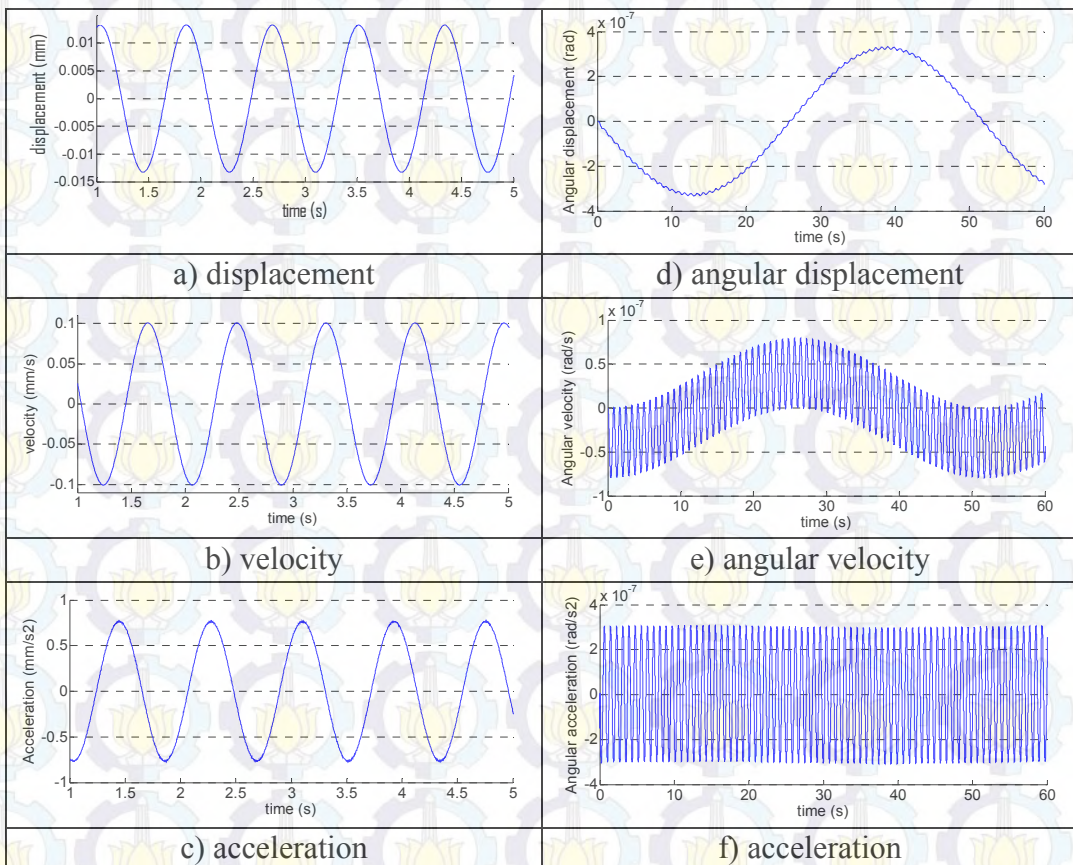
Gambar 5.20. Hasil simulasi respon getaran vertikal CG pada *luffing angle* 3<sup>0</sup> dan *conveying rate* 500 t/h.





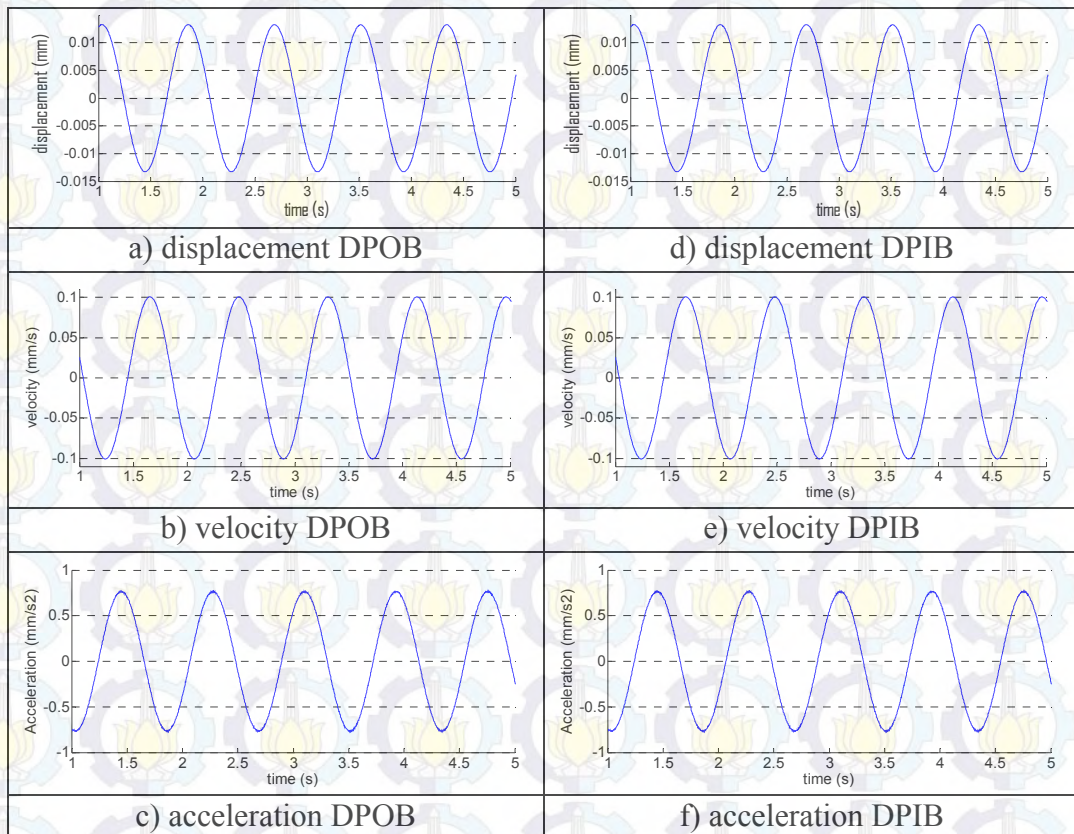


Gambar 5.21. Hasil simulasi respon getaran vertikal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle*  $3^\circ$  dan *conveying rate* 500 t/h.



Gambar 5.22. Hasil simulasi respon getaran vertikal CG pada *luffing angle*  $4^\circ$  dan *conveying rate* 300 t/h.





Gambar 5.23. Hasil simulasi respon getaran vertikal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle*  $4^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.

### 5.6.3. Analisis hasil simulasi

Secara keseluruhan hasil RMS *velocity* hasil simulasi dapat dirangkum dalam tabel 5.4 berikut ini.

Tabel 5.4. RMS *velocity* hasil simulasi.

<i>Luffing angle</i>	<i>Conveying rate</i>	CG	DPIB horizontal	DPOB horizontal	CG	DPIB vertikal	DPOB vertikal
-3	300	0,8342	0,8341	0,8344	0,0559	0,0559	0,0559
-3	500	0,8967	0,8966	0,897	0,0601	0,0601	0,0601
-4	300	0,8561	0,8556	0,8563	0,07647	0,07646	0,07647

Dari tabel 5.4 dapat kita ketahui bahwa respon getaran hasil simulasi berbanding lurus dengan *luffing angle* dan *conveying rate*. Semakin besar *luffing angle* dan *conveying rate* maka akan memperbesar respon getaran yang dihasilkan, begitu pula sebaliknya. Hal ini disebabkan karena perubahan *luffing angle* dan *conveying rate* akan menyebabkan perubahan pada tegangan efektif yang dihasilkan, dimana tegangan efektif ini yang akan menjadi sumber eksitasi dalam simulasi. Pada *conveying rate* 300 t/h, pada sudut  $3^0$  nilai tegangan efektif yang bekerja sebesar 7278,9 N, sedangkan apabila *luffing angle* diperbesar



menjadi  $4^0$  maka tegangan efektif yang bekerja menjadi 7477,09 N. Begitu pula pada *luffing angle* yang konstan  $3^0$ , untuk *conveying rate* 300 t/h nilai tegangan efektifnya adalah 7278,9 N, dan ketika conveying rate diperbesar menjadi 500 t/h maka tegangan efektif akan naik menjadi 7823,95 N.

Pada tabel 5.4 terlihat bahwa respon getaran horizontal memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan respon getaran vertikal pada setiap titik, baik DPIB maupun DPOB. Keadaan ini disebabkan karena eksitasi yang bekerja pada arah horizontal berbeda dengan arah vertikalnya. Eksitasi pada arah horizontal merupakan proyeksi nilai tegangan efektif yang bekerja terhadap sumbu x, dimana besarnya adalah  $T_e$  dikalikan dengan  $\cos\alpha$ . Sedangkan tegangan efektif pada arah vertikal merupakan proyeksi nilai tegangan efektif yang bekerja terhadap sumbu y sebesar  $T_e$  dikalikan dengan  $\sin\alpha$ , dimana  $\alpha$  merupakan sudut *luffing*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

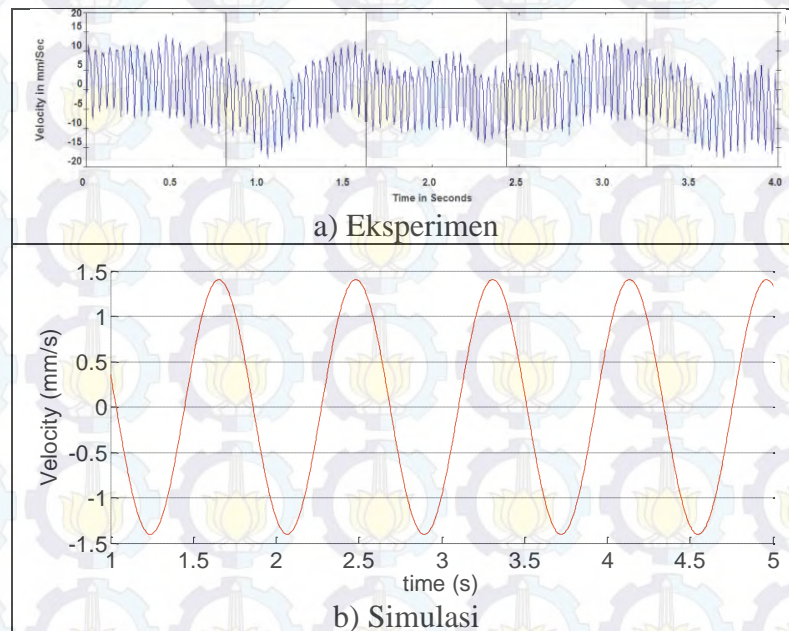
## BAB 6

### PERBANDINGAN HASIL EKSPERIMEN DAN SIMULASI

Perbandingan hasil eksperimen dan simulasi diperlukan untuk mengetahui tingkat akurasi simulasi yang telah dilakukan terhadap kondisi aktualnya. Dalam hal ini akan dilakukan dua jenis perbandingan, yaitu: bentuk gelombang respon getaran dan nilai RMS amplitudonya pada frekuensi yang sama. Respon getaran yang akan dibandingkan adalah *velocity*, karena hasil eksperimen yang didapatkan dalam bentuk spektrum getaran *velocity frequency base* dan *time base*. Sedangkan RMS amplitudo yang akan dibandingkan hanya pada frekuensi 1,24 Hz, sesuai dengan frekuensi sumber eksitasinya.

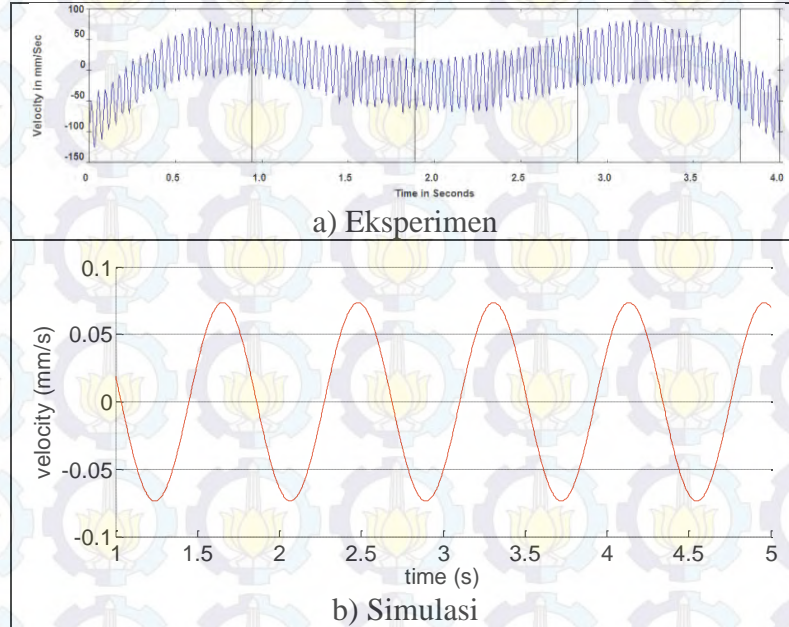
#### 6.1 Perbandingan Gelombang Respon Getaran.

##### 6.1.1 Perbandingan respon getaran pada *luffing angle* 3<sup>0</sup> dan *conveying rate* 300 t/h.

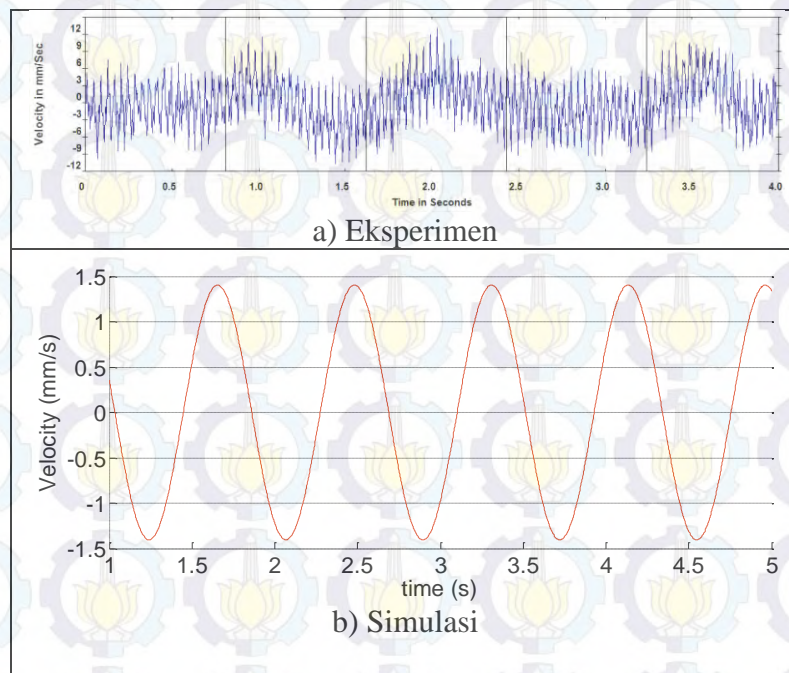


Gambar 6.1. Respon getaran DPIB horizontal pada *luffing angle* 3<sup>0</sup> dan *conveying rate* 300 t/h.

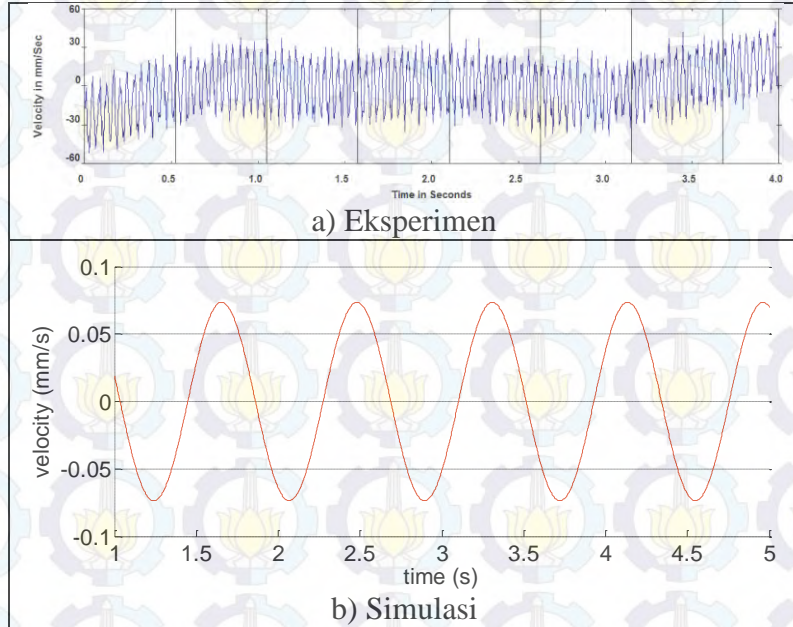




Gambar 6.2. Respon getaran DPIB vertikal pada luffing angle  $3^0$  dan conveying rate 300 t/h.

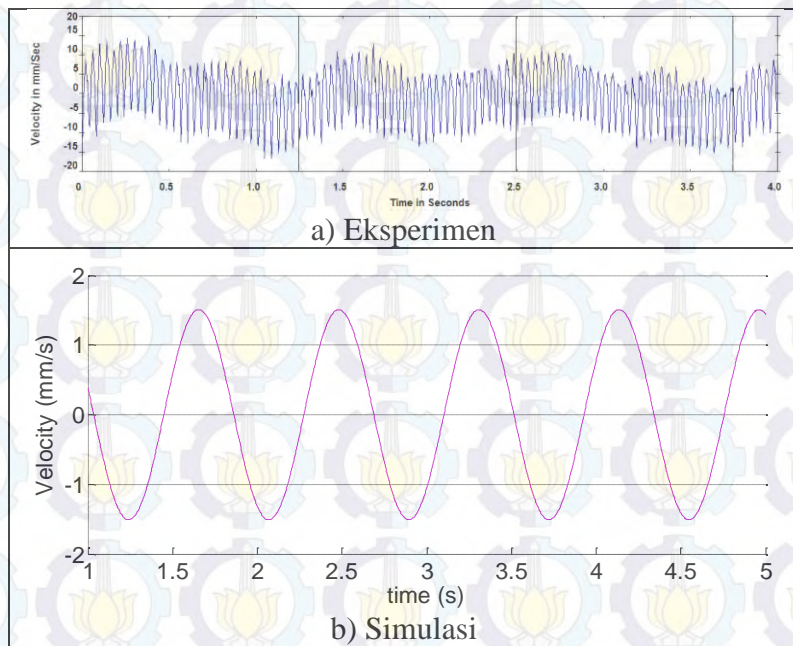


Gambar 6.3. Respon getaran DPOB horizontal pada luffing angle  $3^0$  dan conveying rate 300 t/h.



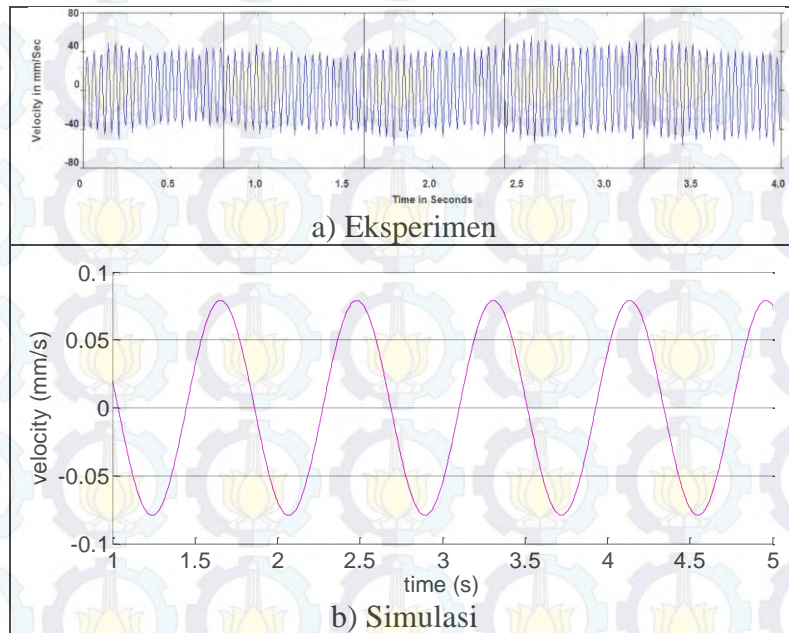
Gambar 6.4. Respon getaran DPOB vertikal pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.

#### 6.1.2. Perbandingan respon getaran pada *luffing angle* $3^0$ dan *conveying rate* 500 t/h.

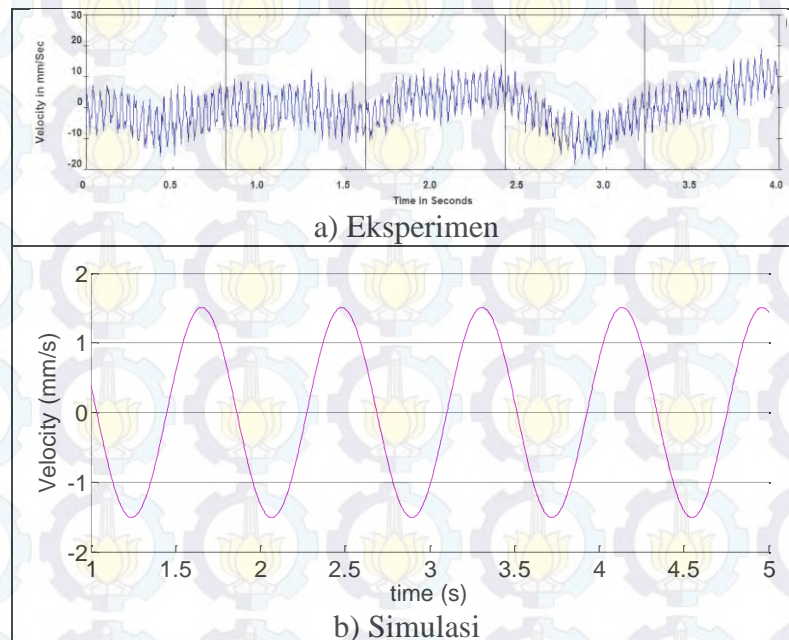


Gambar 6.5. Respon getaran DPIB horizontal pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 500 t/h.

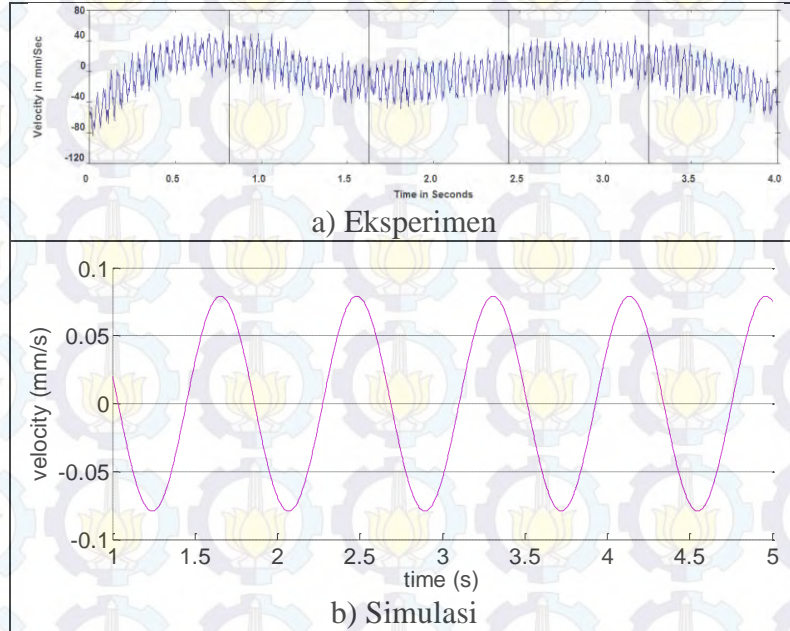




Gambar 6.6. Respon getaran DPIB vertikal pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 500 t/h.

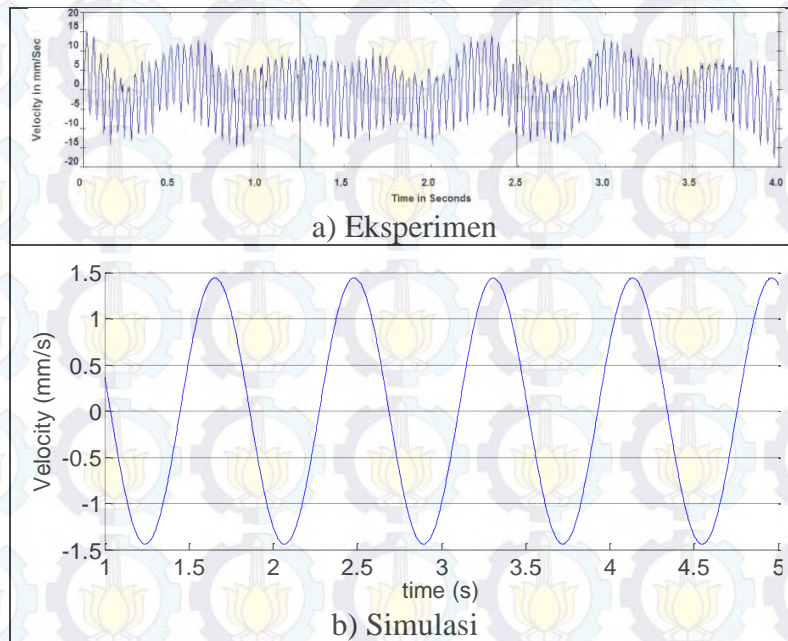


Gambar 6.7. Respon getaran DPOB horizontal pada *luffing angle*  $3^0$  dan *conveying rate* 500 t/h.



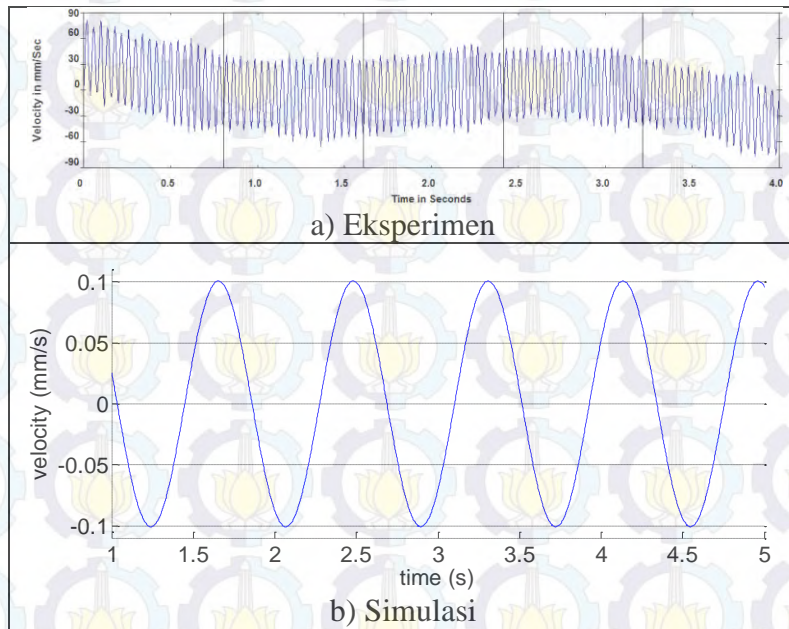
Gambar 6.8. Respon getaran DPOB vertikal pada *luffing angle*  $3^{\circ}$  dan *conveying rate* 500 t/h.

### 6.1.3. Perbandingan respon getaran pada *luffing angle* $4^{\circ}$ dan *conveying rate* 300 t/h.

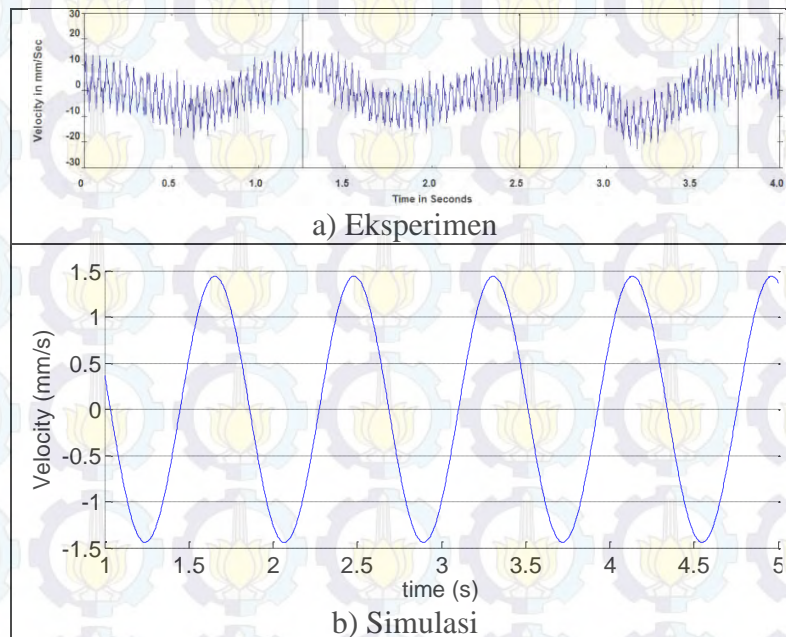


Gambar 6.9. Respon getaran DPIB horizontal pada *luffing angle*  $4^{\circ}$  dan *conveying rate* 300 t/h.



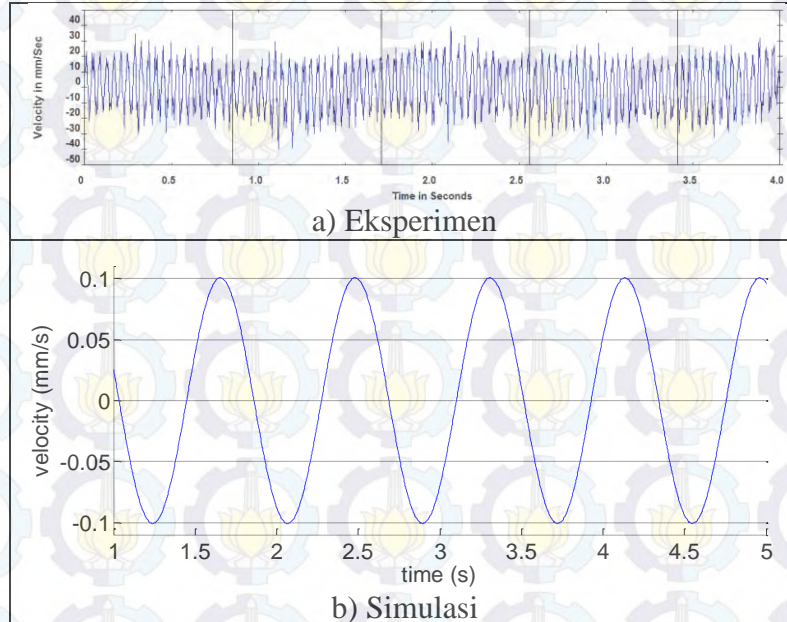


Gambar 6.10. Respon getaran DPIB vertikal pada *luffing angle*  $4^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.



Gambar 6.11. Respon getaran DPOB horizontal pada *luffing angle*  $4^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.





Gambar 6.12. Respon getaran DPOB vertikal pada *luffing angle*  $4^0$  dan *conveying rate* 300 t/h.

#### 6.1.4. Analisa perbandingan grafik hasil eksperimen dan simulasi.

Pada grafik-grafik di atas, dapat kita lihat bahwa grafik hasil simulasi memiliki bentuk gelombang yang lebih sederhana dibandingkan dengan grafik hasil eksperimen. Pada dasarnya bentuk gelombang getaran yang dihasilkan akan sangat dipengaruhi oleh eksitasi dominan yang bekerja pada sistem tersebut. Sumber eksitasi yang dimaksud dapat berupa eksitasi primer sebagai eksitasi utama yang sengaja diberikan kepada sistem agar sistem tersebut dapat bekerja, ataupun eksitasi sekunder yang merupakan sumber eksitasi yang muncul akibat interaksi komponen-komponen yang ada di dalam sistem tersebut. Bentuk gelombang yang kompleks pada grafik hasil eksperimen merupakan gabungan dari semua gelombang yang terbentuk akibat getaran komponen-komponen pada sistem mekanisme penggerak konveyor boom.

Pada *drive pulley inboard bearing* (DPIB) arah getaran horizontal, gambar 6.1, 6.5, dan 6.9, *waveform* yang terbentuk masih memiliki kemiripan dengan hasil simulasi. Kemiripan tersebut berupa adanya komponen dengan amplitudo rendah mendekati 0,8 detik. Hal ini disebabkan adanya eksitasi dominan pada frekuensi dibawah 2 Hz yang menyebabkan *waveform* yang terbentuk pada titik pengukuran ini masih memiliki komponen gelombang dengan periode mendekati 0,8 detik (1,24 Hz), seperti pada hasil simulasi.



Pada *drive pulley inboard bearing* (DPIB) arah getaran vertikal, gambar 6.2, 6.6, dan 6.10, *waveform* yang terbentuk berupa gelombang-gelombang rapat/frekuensi tinggi dengan puncak-puncak yang ketinggiannya hampir sama (mendatar). Bentuk ini sangat berbeda dengan hasil simulasi yang didapatkan, karena *waveform* hasil eksperimen hanya dipengaruhi oleh eksitasi dominan dengan frekuensi 24,8 Hz, jauh lebih besar dibandingkan frekuensi eksitasi pada simulasi.

Pada *drive pulley inboard bearing* (DPOB) arah getaran horizontal, gambar 6.3, 6.7, 6.11, pembentukan *waveform* dipengaruhi oleh gelombang dominan dengan frekuensi 0,8 Hz, 24,8 Hz, 77 Hz, dan 87 Hz. Dengan adanya eksitasi dominan pada frekuensi 0,8 Hz menyebabkan *waveform* yang terbentuk pada titik pengukuran ini selain memiliki komponen gelombang yang rapat/frekuensi tinggi, juga membentuk gelombang dengan periode 1,25 detik. Walaupun pada hasil eksperimen terdapat kemiripan dengan hasil simulasi, namun periode yang terbentuk berbeda dengan hasil simulasi.

Pada *drive pulley inboard bearing* (DPOB) arah getaran vertikal, gambar 6.4, 6.8, 6.12, *waveform* yang terbentuk berupa gelombang-gelombang rapat/frekuensi tinggi dengan puncak-puncak yang ketinggiannya hampir sama (mendatar). Bentuk ini sangat berbeda dengan hasil simulasi yang didapatkan, karena *waveform* hasil eksperimen dipengaruhi oleh eksitasi dominan dengan frekuensi 24,8 Hz dan 89 Hz, jauh lebih besar dibandingkan frekuensi eksitasi pada simulasi.

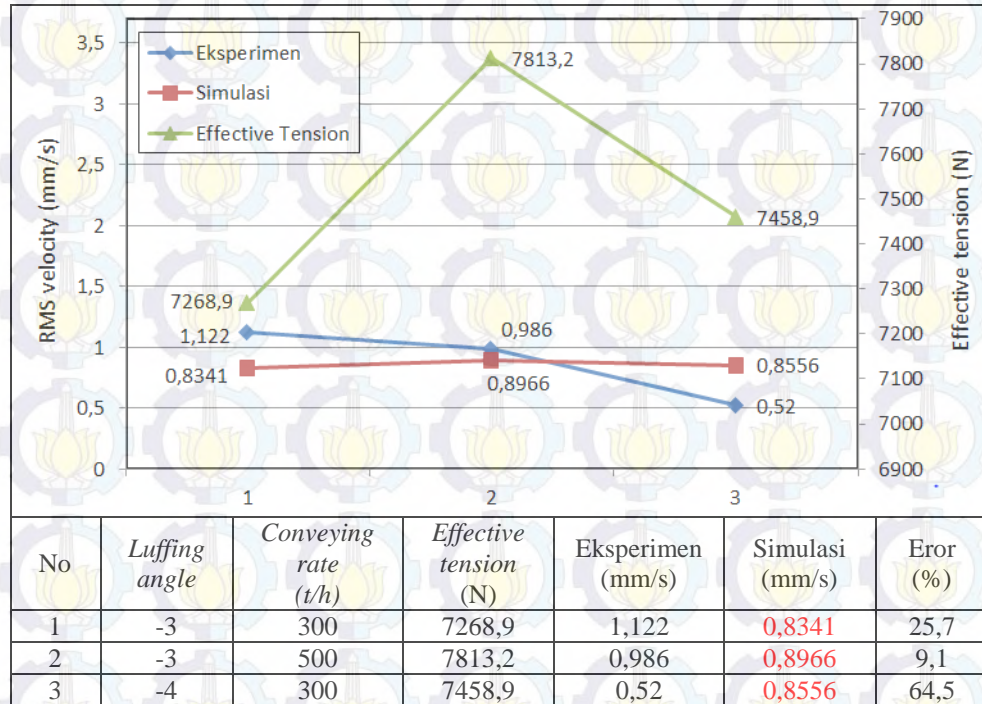
Dari hasil pengamatan tersebut, maka cukup sulit untuk secara langsung membandingkan hasil simulasi dengan hasil eksperimen. Kompleksitas *waveform* yang didapatkan dari hasil pengukuran menyebabkan keakuratan dalam pembandingannya tidak dapat terukur. Hal ini dapat diminimalisir dengan menggunakan input eksitasi sesuai dengan eksitasi-eksitasi dominan yang bekerja dalam kondisi aktualnya.

## **6.2 Perbandingan RMS *Velocity* Respon Getaran.**

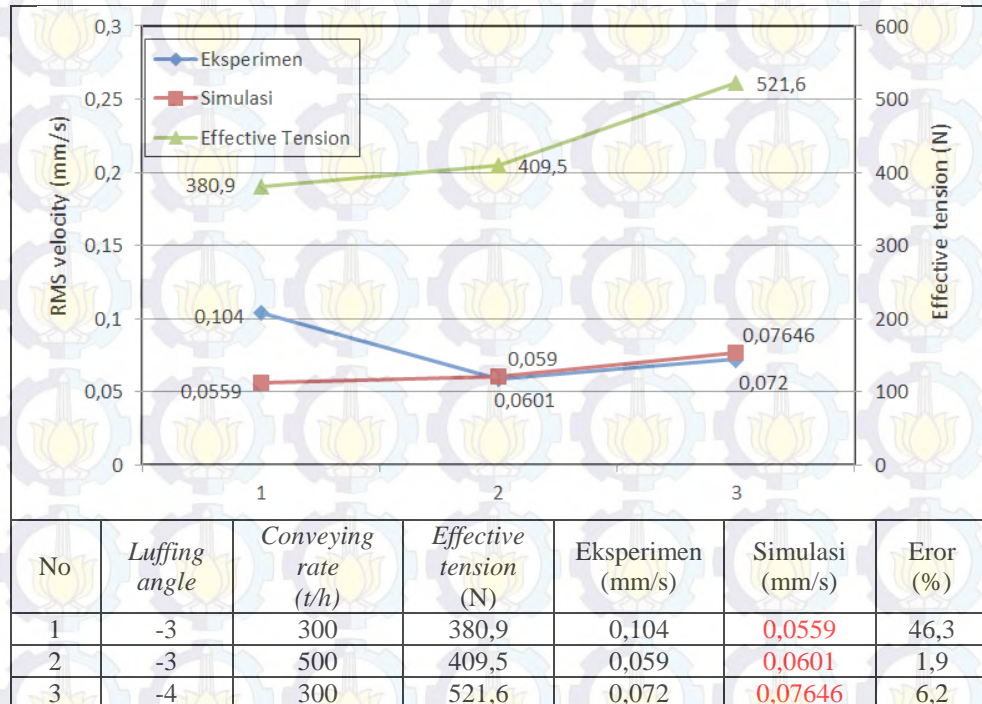
Untuk perbandingan nilai RMS *velocity* respon getaran hasil pengukuran saat eksperimen dengan hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 6.1 sampai Tabel 6.4 berikut ini.



Tabel 6.1. Perbandingan RMS *velocity* eksperimen, simulasi, dan effective tension pada DPIB horizontal.

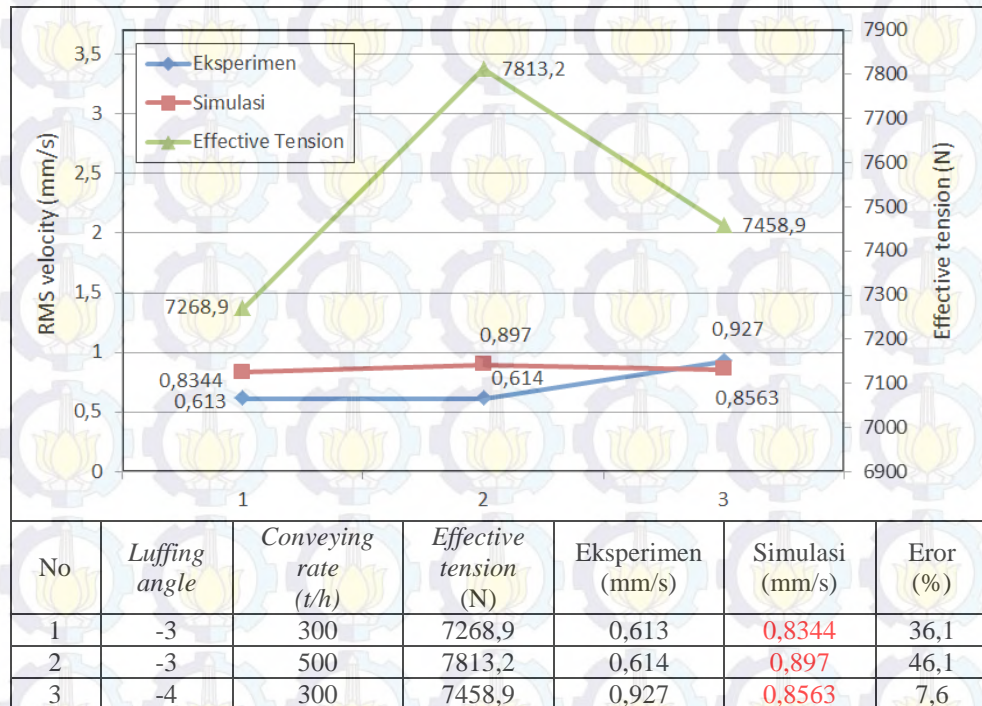


Tabel 6.2. Perbandingan RMS *velocity* eksperimen, simulasi, dan effective tension pada DPIB vertikal.

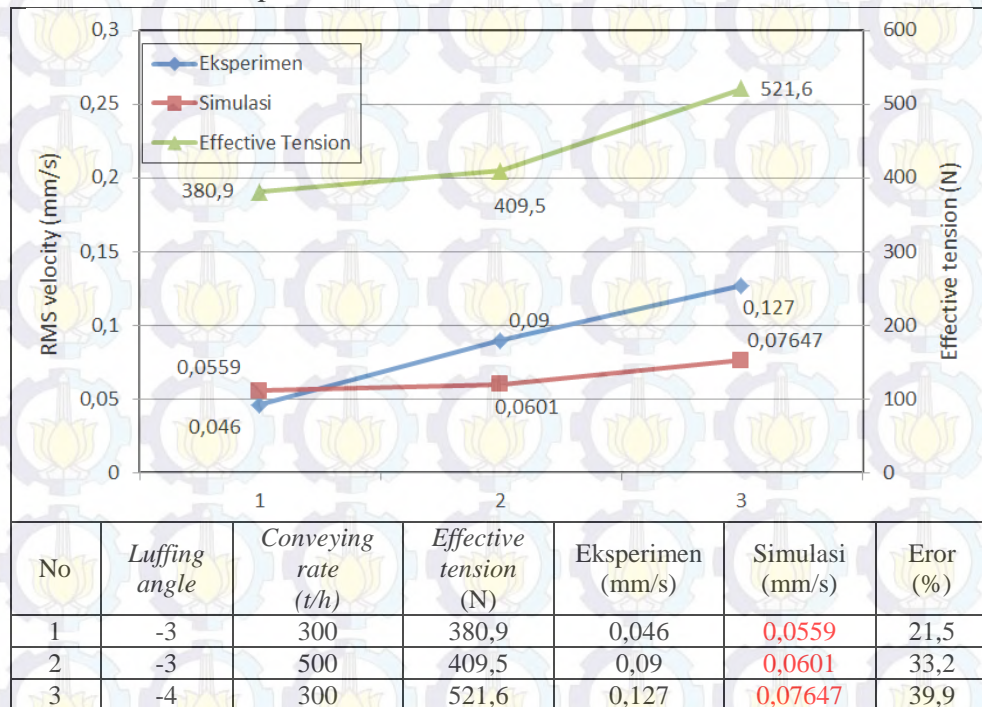




Tabel 6.3. Perbandingan RMS *velocity* eksperimen, simulasi, dan effective tension pada DPOB horizontal.



Tabel 6.4. Perbandingan RMS *velocity* eksperimen, simulasi, dan effective tension pada DPOB vertikal.



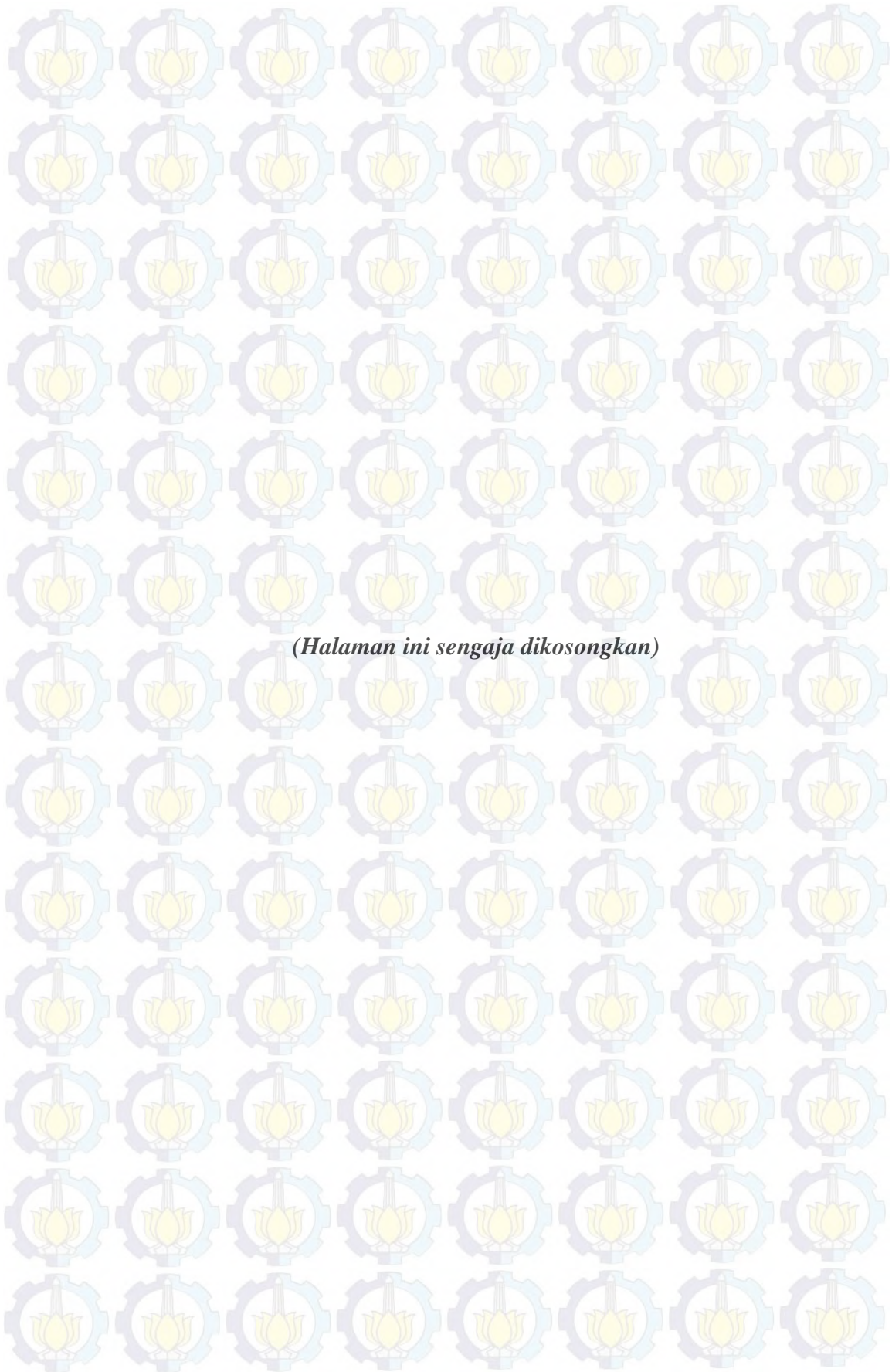


Pada tabel 6.1, 6.2, 6.3, dan 6.4 RMS *velocity* hasil simulasi ditunjukkan dengan warna merah, sedangkan warna hitam menunjukkan RMS *velocity* hasil pengukuran langsung. Dari tabel 6.1 dan 6.2 terlihat bahwa dari 6 hasil simulasi, 3 diantaranya memiliki nilai eror dibawah 10%, sedangkan 3 hasil lainnya memiliki nilai eror antara 25,7% hingga 64,5%. Walaupun perbandingan RMS *velocity* antara simulasi dengan eksperimen memiliki nilai eror yang cukup besar, namun secara garis besar keduanya memiliki fenomena yang sama, yaitu respon getaran yang dihasilkan berbanding lurus dengan tegangan efektif yang bekerja pada *belt conveyor*. Pada DPIB horizontal, untuk *luffing angle*  $3^0$  *conveying rate* 500 t/h memiliki tegangan efektif sebesar 7813,2 N menghasilkan respon getaran lebih besar dari pada *luffing angle*  $4^0$  *conveying rate* 300 t/h dengan tegangan efektif 7458,9 N. Begitu juga pada DPIB vertikal, untuk *luffing angle*  $3^0$  *conveying rate* 500 t/h memiliki tegangan efektif sebesar 409,5 N menghasilkan respon getaran lebih kecil dari pada *luffing angle*  $4^0$  *conveying rate* 300 t/h dengan tegangan efektif 521,6 N. Perbedaan fenomena terjadi pada data 1 (*luffing angle* -3, *conveying rate* 300 t/h), dimana pada data ini respon yang dihasilkan pada saat eksperimen memiliki nilai terbesar, sedangkan data hasil simulasi dan effective tension memiliki nilai yang terendah.

Sedangkan pada tabel 6.3 dan 6.4 menunjukkan bahwa hanya 1 hasil simulasi memiliki nilai eror dibawa 10%, sedangkan lima hasil lainnya memiliki nilai eror antara 21,5% hingga 46,1%. Walaupun perbandingan nilai eror RMS *velocity* antara simulasi dengan eksperimen cukup besar, namun pada DPOB horizontal dan vertikal mempunyai kesesuaian fenomena yang terjadi. Keduanya, baik simulasi maupun eksperimen, memiliki korelasi yang sama antara tegangan efektif dengan respon getaran yang dihasilkan. Dimana semakin besar tegangan efektif yang bekerja akan menghasilkan respon getaran yang semakin tinggi juga. Ketidak sesuaian fenomena terjadi

Perbedaan nilai RMS *velocity* hasil eksperimen dengan simulasi, baik pada DPOB maupun DPIB, dapat disebabkan oleh beberapa faktor. Diantaranya adalah asumsi-asumsi yang digunakan pada saat perhitungan tegangan efektif, penentuan koefisien *stiffness* dan *damping* pada bearing yang digunakan, dan fluktuasi beban/*conveying rate* pada saat pengukuran vibrasi.





*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB 7

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 7.1. Kesimpulan.

Dari hasil eksperimen dan simulasi yang telah dilakukan, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Pemodelan respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimers dengan variasi *luffing angle* dan *conveying rate* dapat dilakukan dengan menggunakan eksitasi berupa *effective tension* dari *belt conveyor*.
2. Semakin besar *luffing angle* yang digunakan akan menyebabkan respon getaran yang terjadi semakin besar, baik pada arah horizontal maupun vertikal.
3. Semakin besar *conveying rate* yang digunakan akan menyebabkan respon getaran yang terjadi semakin besar, baik pada arah horizontal maupun vertikal.
4. Respon getaran pada arah horizontal memiliki RMS velocity yang lebih besar dibandingkan respon getaran pada arah vertikal akibat dari proyeksi tegangan efektif yang bekerja terhadap sumbu geraknya.

#### 7.2. Saran.

1. Perlu adanya penelitian lanjutan untuk memodelkan mekanisme penggerak konveyor boom dengan menggunakan eksitasi aktual yang dominan.
2. Perlu adanya pemodelan terhadap mekanisme penggerak konveyor boom dengan menggunakan eksitasi random.



